



Universidad Politécnica de Cartagena



**E.T.S de Ingeniería de Caminos, Canales y
Puertos y de Ingeniería de Minas**

Máster en Ingeniería de Caminos, Canales y Puertos

Trabajo Fin de Master

**Recuperación de energía mediante turbinas
hidráulicas en canales.**

**Energy recovery through axial turbines in open
flow channels**

Alumno:

Luis Miguel Rosario Castillo

Director:

Antonio Viguera Rodríguez

Codirector:

Francisco Javier Sánchez Velasco

Cartagena, septiembre 2021.

Dedicatoria

A mis padres.

A mis hermanos.

A mis sobrinas.

Agradecimientos:

A Dios todopoderoso.

Al Ministerio de Educación Superior, Ciencia y Tecnología de la **República Dominicana**, MESCYT.

A la UPCT por acogerme y facilitar las instalaciones del Laboratorio de Ingeniería Hidráulica.

A mi tutor: Antonio Viguera Rodríguez, por la oportunidad de poder trabajar con este proyecto.

A mi amigo y compañero de clases durante el master Jesús Ogea García, gracias por tu amistad.

Resumen

El presente trabajo trata sobre la recuperación de energía en canales o causes mediante la utilización de turbinas axiales, se persigue diseñar y caracterizar el funcionamiento de varios tipos de turbinas y obtener las curvas de funcionamiento en función de parámetros hidráulicos tipos como caudal $Q(m^3/s)$, velocidad del flujo $V(m/s)$ obteniendo así los puntos de operación como son el coeficiente de potencia C_p y la velocidad de punta “Tip Speed Ratio” λ , para así obtener el punto de potencia máxima, también se evalúa el efecto de estrangulamiento que sufre el flujo por el emplazamiento de la turbina en el canal o cause. Para alcanzar los objetivos propuestos se ensayan varias turbinas tipo diseñadas con diferentes perfiles alares, se compara el coeficiente de potencia C_p y TSR (λ) obtenido de los ensayos con los datos de la simulación en el programa QBlade. Por último, se proponen dos alternativas de correcciones al aumento que sufre el C_p y TSR (λ) en los resultados obtenidos de los ensayos debido al efecto de bloqueo y confinamiento por las paredes del canal.

Palabras claves: Turbina axial, recuperación de energía, método BEM, QBlade, Aerodinámica, turbina hidrocínética, energía hidroeléctrica.

Abstract

The present work deals with the recovery of energy in channels or streams through the use of axial turbines, it seeks to design types of turbines and to characterize their operation, obtaining the operating curves based on hydraulic parameters such as flow Q (m^3/s) and flow velocity V (m/s) obtaining thus the operating points such as the power coefficient C_P and the Tip Speed Ratio λ , in order to obtain the maximum power point, the effect of throttling is also evaluated such effect leads to a depth reduction which makes the velocity greater than expected, and therefore, increases the measured power coefficient with regard to the theoretical one. To achieve the proposed objectives, several type turbines designed with different airfoil profiles are tested, the power coefficient C_P and TSR (λ) obtained from the tests are compared with the simulation data in the QBlade program. Finally, two alternative corrections are proposed for the increase suffered by C_P and TSR (λ) in the results obtained from the tests due to the blocking and confinement effect of the channel walls.

Keywords: Axial turbine, energy recovery, BEM method, QBlade, Hydrokinetic turbine, Hydropower, Aerodynamics.

Contenido

Resumen	1
Abstract	2
Índice de figuras	5
Índice de tablas	8
Nomenclatura	10
Glosario	13
1. Introducción	14
Antecedentes.....	14
Objetivos.....	15
Objetivo general	15
Objetivos específicos.....	15
Resumen de Contenido.....	15
2. Conceptos fundamentales de aerodinámica bidimensional.	17
2.1. Estudio de los modelos teóricos bidimensionales de turbinas.	17
2.2.1. Teoría del Disco Actuador (Cantidad de Movimiento Axial).....	21
2.2.2. Teoría del Disco rotor (Cantidad de Movimiento y Momento Cinético).....	29
2.2.3. Teoría del Elemento de Pala y del Momentum (axial), BEM (Blade Element Momentum) .	36
3. Caracterización teórica y diseño de varias turbinas tipo.	56
3.1.1 Diseño de la turbina no.1: MODELO_NACA 0020.....	57
3.1.2 Diseño de la turbina no.2: MODELO_NACA 4412.....	68
3.1.3 Diseño de la turbina no.3: MODELO_ SG 6043.....	70
4. Evaluación de su funcionamiento en un emplazamiento tipo.	78
4.1. Evaluación del funcionamiento de los modelos físico.....	78
4.1.1. Ensayo de la turbina no. 1: Rotor NACA 0020	84
4.1.2. Ensayo de la turbina no. 2: Rotor NACA 4412	86
4.1.3. Ensayo de la turbina no. 3: Rotor SG 6043.....	87
4.2. Estudio del efecto de estrangulamiento por restricción de sección.....	89
4.2.1. Ensayo de la turbina no. 1: Rotor NACA 0020, $AR = 0.0088 \text{ m}^2$ y $At = 0.0452 \text{ m}^2$	91
4.2.1. Ensayo de la turbina no. 2: Rotor NACA 4412, $AR = 0.0112 \text{ m}^2$ y $At = 0.0452 \text{ m}^2$	92
4.2.2. Ensayo de la turbina no. 3: Rotor SG 6043, $AR = 0.0079 \text{ m}^2$ y $At = 0.0452 \text{ m}^2$	93
5. Análisis de los resultados experimentales y comparación con el modelo teórico. 94	
5.1. Resultados de las correcciones y gráficos para el rotor NACA 0020.....	98
5.2. Resultados de las correcciones y gráficos para el rotor NACA 4412.....	104
5.3. Resultados de las correcciones y gráficos para el rotor SG 6043.....	110

6. Conclusiones	117
Apéndice A	120
Ecuaciones Básicas en Mecánica de Fluidos	120
Apéndice B	125
Corrección del bloqueo	125
Apéndice C	131
Asignación del ángulo de Pitch en las palas con giroscopio MPU6050.....	131
Apéndice D	137
Planos de los Rotores diseñados	137

Índice de figuras

Figura 2.1. Vista esquemática de líneas de flujo atravesando un perfil aerodinámico [7].....	17
Figura 2.2. Ilustración de las fuerzas de sustentación (lift) y resistencia (drag) actuando en el perfil aerodinámico [7].	18
Figura 2.3. Explicación de la generación de la sustentación (lift) [7]	20
Figura 2.4. Ilustración de las líneas de corrientes pasando el rotor, de la velocidad axial y presión aguas arriba y abajo del rotor [7].	22
Figura 2.5. Volumen de control circular alrededor de una turbina eólica [7].....	24
Figura 2.6. Volumen de control alternativo alrededor de una turbina eólica [7].	25
Figura 2.7. Los coeficientes de potencia y empuje C_P y C_T como función del factor de inducción axial a para una turbina eólica ideal de eje horizontal [7].	28
Figura 2.8. Rotor de un aerogenerador de tres palas de radio R [7].	30
Figura 2.9. Triángulo de velocidad para una sección del rotor [7].	31
Figura 2.10. Triangulo de velocidad que muestra las velocidades inducidas para una sección de la pala [7].	33
Figura 2.11. Eficiencia optima de una turbina con rotación [7].	35
Figura 2.12. Volumen de Control en forma de elemento anular para ser utilizado en el modelo BEM [7]....	36
Figura 2.13. Velocidad en el plano del rotor [7].	38
Figura 2.14. Fuerzas locales en una pala [7].	40
Figura 2.15. Se asume una variación lineal de la carga entre dos posiciones radiales diferentes r_i y $r_i + 1$ [7].	44
Figura 2.16. AirFoil NACA 63-415	47
Figura 2.17. Máxima relación C_l/C_d en función del ángulo de ataque (α) para el perfil NACA 63-415	47
Figura 2.18. Par en el eje como función del radio de la pala.....	56
Figura 2.19. Descripción de la Geometría de un perfil aerodinámico- 1: Zero-lift line; 2: Leading edge; 3: Nose circle; 4: Max. thickness; 5: Camber; 6: Upper surface; 7: Trailing edge; 8: Camber mean-line; 9: Lower surface [8].	57
Figura 2.20. Perfil aerodinámico "AirFoil" NACA 0020.	58
Figura 2.21. Coeficientes de sustentación C_l , resistencia C_d y C_m en función de α para el perfil aerodinámico NACA 0020.	59
Figura 2.22. Extrapolación polar para el perfil aerodinámico NACA 0020.	60
Figura 2.23. Datos de la geometría de la pala diseñada para el perfil aerodinámico NACA 0020.	61
Figura 2.24. Optimización de la geometría para el perfil aerodinámico NACA 0020.	61
Figura 2.25. Visualización de las palas diseñadas con el programa QBlade v0.96.	62
Figura 2.26. Definición de los parámetros de simulación para el método BEM.	63
Figura 2.27. Cuadro de configuración del rango de TSR, incremento de TSR y velocidad del flujo.	64
Figura 2.28. Cuadro de configuración para un análisis multiparámetros.	65
Figura 2.29. Coeficiente de potencia " C_P " en función de la relación de velocidad de punta "TSR" para el rotor NACA 0020.	66

Figura 2.30. Torque " T " en el eje en función de la relación de velocidad de punta " TSR " para el rotor NACA 0020.	66
Figura 2.31. Potencia " $P[W]$ " en el eje en función del coeficiente de potencia " C_P " para el rotor NACA 0020.	67
Figura 2.32. Perfil aerodinámico "AirFoil" NACA 4412.	68
Figura 2.33. Datos de la geometría de la pala diseñada para el perfil aerodinámico NACA 4412.	68
Figura 2.34. Ilustración del rotor modelo NACA 4412 en QBlade y de forma física.	69
Figura 2.35. Perfil aerodinámico "AirFoil" SG 6043.	70
Figura 2.36. Datos de la geometría de la pala diseñada para el perfil aerodinámico SG 6043.	71
Figura 2.37. Ilustración del rotor Modelo SG 6043 en QBlade y de forma física.	72
Figura 2.38. Coeficiente de sustentación " C_l " vs coeficiente de resistencia " C_d " para los perfiles aerodinámicos utilizados.	73
Figura 2.39. Coeficiente de sustentación en función del ángulo de ataque " α " para $Re=100000$	73
Figura 2.40. Coeficiente de resistencia " C_d " en función del ángulo de ataque " α " para $Re = 100000$	74
Figura 2.41. Coeficiente de momento " C_m " en función del ángulo de ataque " α " para $Re = 100000$	74
Figura 2.42. Relación C_l/C_d en función del ángulo de ataque " α " para $Re = 100000$	75
Figura 2.43. Coeficiente de potencia " C_P " en función de la relación de velocidad de punta " TSR " para las turbinas diseñadas.	76
Figura 2.44. Torque $[Nm]$ en función de la relación de velocidad de punta " TSR " para las turbinas diseñadas.	76
Figura 2.45. Potencia $P[W]$ en función del coeficiente de potencia " C_P " para las turbinas diseñadas.	77
 Figura 4.1. Señalamiento de los elementos principales del modelo físico.	79
Figura 4.2. Especificaciones técnicas de la celda de carga PS-2201.	80
Figura 4.3. Especificaciones técnicas del tacómetro PCE-DT 50.	80
Figura 4.4. Señalamiento de los elementos principales del canal de laboratorio y la ubicación de la turbina en estudio.	81
Figura 4.5. Evaluación del efecto de estrangulamiento del rotor NACA_0020.	91
Figura 4.6. Evaluación del efecto de estrangulamiento del rotor NACA_4412.	92
Figura 4.7. Evaluación del efecto de estrangulamiento del rotor SG_6043.	93
 Figura 5. 1. Calados aguas arriba y_1 y aguas abajo y_2 para determinar la velocidad de aproximación del flujo utilizando la ecuación del momento axial.	95
Figura 5.2. Comparación de los resultados obtenidos en los ensayos con la simulación QBlade para $Q = 114.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V = 0.40 \text{ m/s}$, rotor NACA_0020.	98
Figura 5.3. Comparación de los resultados obtenidos en los ensayos con la simulación QBlade para $Q = 100.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V = 0.36 \text{ m/s}$, rotor NACA_0020.	99
Figura 5.4. Comparación de los resultados obtenidos en los ensayos con la simulación QBlade para $Q = 90.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V = 0.40 \text{ m/s}$, rotor NACA_0020.	100

Figura 5.5. Comparación de los resultados obtenidos en los ensayos con la simulación QBlade para $Q = 80.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V = 0.29 \text{ m/s}$, rotor NACA_0020.	101
Figura 5.6. Comparación de los resultados obtenidos en los ensayos con la simulación QBlade para $Q = 70.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V = 0.25 \text{ m/s}$, rotor NACA_0020.	102
Figura 5.7. Conjunto de curvas de características $M[\text{Nm}]$ vs rpm para el rotor NACA_0020.	103
Figura 5.8. Conjunto de curvas características C_M vs rpm para el rotor NACA_0020.	103
Figura 5.9. Comparación de los resultados obtenidos en los ensayos con la simulación QBLADE para $Q = 114.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V = 0.40 \text{ m/s}$, rotor NACA_4412.	104
Figura 5.10. Comparación de los resultados obtenidos en los ensayos con la simulación QBlade para $Q = 100.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V = 0.33 \text{ m/s}$, rotor NACA_4412.	105
Figura 5.11. Comparación de los resultados obtenidos en los ensayos con la simulación QBlade para $Q = 90.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V = 0.31 \text{ m/s}$, rotor NACA_4412.	106
Figura 5.12. Comparación de los resultados obtenidos en los ensayos con la simulación QBlade para $Q = 80.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V = 0.28 \text{ m/s}$, rotor NACA_4412.	107
Figura 5.13. Comparación de los resultados obtenidos en los ensayos con la simulación QBlade para $Q = 70.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V = 0.24 \text{ m/s}$, rotor NACA_4412.	108
Figura 5.14. Conjunto de curvas características $M[\text{Nm}]$ vs rpm para el rotor NACA_4412.	109
Figura 5.15. Conjunto de curvas características C_M vs rpm para el rotor NACA_4412.	109
Figura 5.16. Comparación de los resultados obtenidos en los ensayos con la simulación QBlade para $Q = 114.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V = 0.39 \text{ m/s}$, rotor SG_6043.	110
Figura 5.17. Comparación de los resultados obtenidos en los ensayos con la simulación QBlade para $Q = 100.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V = 0.36 \text{ m/s}$, rotor SG_6043.	111
Figura 5.18. Comparación de los resultados obtenidos en los ensayos con la simulación QBlade para $Q = 90.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V = 0.32 \text{ m/s}$, rotor SG_6043.	112
Figura 5.19. Comparación de los resultados obtenidos en los ensayos con la simulación QBlade para $Q = 80.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V = 0.29 \text{ m/s}$, rotor SG_6043.	113
Figura 5.20. Comparación de los resultados obtenidos en los ensayos con la simulación QBlade para $Q = 70.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V = 0.25 \text{ m/s}$, rotor SG_6043.	114
Figura 5.21. Conjunto de curvas de características $M[\text{Nm}]$ vs rpm para el rotor SG_6043.	115
Figura 5.22. Conjunto de curvas de características C_M vs rpm para el rotor SG_6043.	115
Fig. B.1. Esquema del tubo de corriente alrededor de la turbina [11].	125
Figura C.1. Diagrama esquemático de conexión de la placa Arduino UNO y el sensor MPU6050 [12]132	
Figura C.2. Configuración del MPU6050 en el IDE Arduino.	133
Figura C.3. Valores de calibración del MPU 6050 en el monitor serie del IDE de Arduino.	134
Figura C.4. Valores de los offset de calibración para el MPU6050.	134
Figura C.5. Resultado de lecturas del sensor MPU 6050 desplegados por el monitor serial del IDE de Arduino.	135
Figura C.6. Ajuste del ángulo de pitch a una de las palas de la turbina utilizando el sensor MPU6050 y el Arduino UNO.	136

Figura C.7. Visualización en el monitor serial del ajuste del ángulo de pitch a unas de las palas de la turbina..... 136

Índice de tablas

Tabla 2.1. Relaciones numéricas entre α , α' y x [7].....	35
Tabla 2.2. Comparación de Glauert del coeficiente de potencia optima calculado que incluye la rotación de estela (wake) con el límite de Betz [7].	35
Tabla 2.3. Descripción de la pala.	46
Tabla 2.4. Resumen de las especificaciones del rotor Modelo NACA 0020.	67
Tabla 2.5. Resumen de las especificaciones del rotor Modelo NACA 4412.	69
Tabla 2.6. Resumen de las especificaciones del rotor Modelo SG 6043.....	71
Tabla 2.7. Ángulos de pérdidas de los perfiles aerodinámicos para $Re = 100000$	72
Tabla 4.1. Resumen de las características geométricas de las turbinas en estudio.....	82
Tabla 4.2. Resultados del ensayo de la turbina NACA_0020 con un $Q=114.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V=0.40 \text{ m/s}$	84
Tabla 4.3. Resultados del ensayo de la turbina NACA_0020 con un $Q=100.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V=0.36 \text{ m/s}$	84
Tabla 4.4. Resultados del ensayo de la turbina NACA_0020 con un $Q=90.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V=0.32 \text{ m/s}$	85
Tabla 4.5. Resultados del ensayo de la turbina NACA_0020 con un $Q = 80.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V=0.29 \text{ m/s}$	85
Tabla 4.6. Resultados del ensayo de la turbina NACA_0020 con un $Q=70.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V=0.25 \text{ m/s}$	85
Tabla 4.7. Resultados del ensayo de la turbina NACA_4412 con un $Q=114.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V=0.40 \text{ m/s}$	86
Tabla 4.8. Resultados del ensayo de la turbina NACA_4412 con un $Q=100.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V=0.33 \text{ m/s}$	86
Tabla 4.9. Resultados del ensayo de la turbina NACA_4412 con un $Q=90.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V=0.31 \text{ m/s}$	86
Tabla 4.10. Resultados del ensayo de la turbina NACA_4412 con un $Q=80.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V=0.28 \text{ m/s}$	87
Tabla 4.11. Resultados del ensayo de la turbina NACA_4412 con un $Q=70.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V=0.24 \text{ m/s}$	87
Tabla 4.12. Resultados del ensayo de la turbina SG_6043 con un $Q=114.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V=0.39 \text{ m/s}$	87
Tabla 4.13. Resultados del ensayo de la turbina SG_6043 con un $Q=100.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V=0.35 \text{ m/s}$	88
Tabla 4.14. Resultados del ensayo de la turbina SG_6043 con un $Q=90.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V=0.32 \text{ m/s}$	88
Tabla 4.15. Resultados del ensayo de la turbina SG_6043 con un $Q=80.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V=0.29 \text{ m/s}$	88
Tabla 4.16. Resultados del ensayo de la turbina SG_6043 con un $Q=70.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V=0.24 \text{ m/s}$	89
Tabla 4.17. Resultados de la evaluación del efecto de estrangulamiento en el rotor NACA_0020.....	91
Tabla 4.18. Resultados de la evaluación del efecto de estrangulamiento en el rotor NACA_4412.....	92
Tabla 4.19. Resultados de la evaluación del efecto de estrangulamiento en el rotor SG_6043.....	93

<i>Tabla 5.1. Resultados de las correcciones propuestas por BW para $Q = 114.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V = 0.40 \text{ m/s}$ Rotor NACA_0020.</i>	98
<i>Tabla 5.2. Resultados de las correcciones propuestas por BW para $Q = 100.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V = 0.36 \text{ m/s}$ Rotor NACA_0020.</i>	99
<i>Tabla 5.3. Resultados de las correcciones propuestas por BW para $Q = 90.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V = 0.32 \text{ m/s}$ Rotor NACA_0020.</i>	100
<i>Tabla 5.4. Resultados de las correcciones propuestas por BW para $Q = 80.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V = 0.29 \text{ m/s}$ Rotor NACA_0020.</i>	101
<i>Tabla 5.5. Resultados de las correcciones propuestas por BW para $Q = 70.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V = 0.25 \text{ m/s}$ Rotor NACA_0020.</i>	102
<i>Tabla 5. 6. Resultados de las correcciones propuestas por BW para $Q = 114.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V = 0.40 \text{ m/s}$ Rotor NACA_4412.</i>	104
<i>Tabla 5.7. Resultados de las correcciones propuestas por BW para $Q = 100.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V = 0.33 \text{ m/s}$ Rotor NACA_4412.</i>	105
<i>Tabla 5.8. Resultados de las correcciones propuestas por BW para $Q = 90.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V = 0.31 \text{ m/s}$ Rotor NACA_4412.</i>	106
<i>Tabla 5.9. Resultados de las correcciones propuestas por BW para $Q = 80.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V = 0.28 \text{ m/s}$ Rotor NACA_4412.</i>	107
<i>Tabla 5.10. Resultados de las correcciones propuestas por BW para $Q = 70.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V = 0.24 \text{ m/s}$ Rotor NACA_4412.</i>	108
<i>Tabla 5.11. Resultados de las correcciones propuestas por BW para $Q = 114.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V = 0.39 \text{ m/s}$ Rotor SG_6043.</i>	110
<i>Tabla 5.12. Resultados de las correcciones propuestas por BW para $Q = 100.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V = 0.36 \text{ m/s}$ Rotor SG_6043.</i>	111
<i>Tabla 5.13. Resultados de las correcciones propuestas por BW para $Q = 90.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V = 0.32 \text{ m/s}$ Rotor SG_6043.</i>	112
<i>Tabla 5.14. Resultados de las correcciones propuestas por BW para $Q = 80.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V = 0.29 \text{ m/s}$ Rotor SG_6043.</i>	113
<i>Tabla 5.15. Resultados de las correcciones propuestas por BW para $Q = 70.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V = 0.24 \text{ m/s}$ Rotor SG_6043.</i>	114
 <i>Tabla C.1. Conexiones entre el MPU6050 y el Arduino UNO.</i>	 132

Nomenclatura

A_t	$[m^2]$	Área barrida por el rotor
A_R	$[m^2]$	Área proyectada de ocupación de las palas y el hub
A_{vc}	$[m^2]$	Área del volumen de control
A_m	$[m^2]$	Área mojada o la superficie transversal que ocupa el flujo en el canal
a	$[-]$	Factor de inducción axial
a'	$[-]$	Factor de inducción radial
a_T	$[-]$	Factor de inducción axial en función de C_{T1} propuesto por Glauert
B	$[-]$	Numero de alabes o palas
b	$[m]$	Ancho del canal
C	$[m/s]$	Velocidad absoluta del flujo
c	$[m]$	Longitud de cuerda (Chord)
C_a	$[m/s]$	Componente axial de la velocidad absoluta
C_r	$[m/s]$	Componente radial de la velocidad absoluta
C_θ	$[m/s]$	Componente azimutal o tangencial de la velocidad absoluta
C'_D	$[-]$	Coefficiente de resistencia (drag) no confinado
C_d	$[-]$	Coefficiente de resistencia (drag)
C_l	$[-]$	Coefficiente de sustentación (lift)
C_m ó C_M	$[-]$	Coefficiente de momento o par
C_n	$[-]$	Componente adimensional de fuerza normal
C_P	$[-]$	Coefficiente de potencia
$C_{P,máx}$	$[-]$	Coefficiente de potencia máxima
c_o	$[-]$	Coefficiente de paso de la sección transversal al flujo
C_T	$[-]$	Coefficiente de empuje
C_{T1}	$[-]$	Coefficiente de empuje propuesto por Glauert
C_t	$[-]$	Componente adimensional de fuerza tangencial
$c(r)$	$[m]$	Longitud de cuerda local
D	$[N/m]$	Fuerza de resistencia
d	$[m]$	brazo de palanca que existe desde el centro del eje de la turbina hasta la línea de acción de fuerza del dinamómetro
dA	$[-]$	Diferencia de área en la superficie de control
dM	$[-]$	Diferencial de momento
dP	$[-]$	Diferencial de potencia
dr	$[-]$	Diferencial del radio en el volumen de control
dT	$[-]$	Diferencial de empuje axial

E_1	[-]	Energía específica aguas arriba cercano al rotor
E_2	[-]	Energía específica aguas abajo cercano al rotor
F	[N]	Fuerza (vector)
F	[-]	Factor de corrección pérdidas de punta Prandtl
F_{ext}	[-]	Componente axial de las fuerzas externas sobre el volumen de control
F_{pres}	[-]	Componente axial de las fuerzas de presión sobre el volumen de control
F_{press}	[-]	Fuerza de contribución de presión neta.
$F_{press,lateral}$	[-]	Fuerzas de distribución de presión a lo largo de las paredes laterales
L	[N/m]	Fuerza de sustentación
M	[Nm]	Par(torque), Momento aerodinámico
Ma	[-]	Numero de Mach
M_{total}	[Nm]	Momento de torsión o par total en el eje del rotor
m	[-]	Masa por longitud
\dot{m}	[-]	Flujo masico
\dot{m}_{side}	[-]	Flujo masico alrededor del rotor
N	[-]	Número de elementos anulares del volumen de control
P	[W]	Potencia absorbida por el eje del rotor
P_{avail}	[W]	Potencia disponible en la sección transversal de área igual a la barrida por el rotor
p	[Pa]	Presión atmosférica cercano del plano del rotor
p_o	[Pa]	Presión atmosférica aguas arriba del plano del rotor
Δp	[Pa]	Diferencia de presión sobre el rotor
p_N	[N/m]	Fuerza Normal al plano del rotor
p_T	[N/m]	Fuerza Tangencial al plano del rotor
Q	[m ³ /s]	Caudal que atraviesa la turbina
R_t	[m]	Radio del rotor
R	[N]	Resultante de la suma de los vectores de fuerza de sustentación y resistencia
Re	[-]	Numero de REYNOLDS
r	[m]	Posición Radial en el volumen de control o radio local
r_o	[-]	Curvatura de la línea de corriente
r_R	[m]	Distancia radial a la línea media del rotor
T	[N]	Fuerza de empuje axial (Thrust)

t	[s]	Tiempo
u	[m/s]	Velocidad axial del flujo en el plano del rotor
u_1	[m/s]	Velocidad axial del fluido aguas abajo
U	[m/s]	Velocidad del flujo confinada
U'	[m/s]	Velocidad del flujo no confinada
V	[m/s]	Velocidad absoluta del flujo
V_∞	[m/s]	Velocidad del flujo en el infinito
V_o	[m/s]	Velocidad axial del flujo aguas arriba del rotor
V_{rel}	[m/s]	Velocidad relativa para el perfil aerodinámico
$V_{rel,1}$	[m/s]	Velocidad relativa aguas arriba de la pala
$V_{rel,2}$	[m/s]	Velocidad relativa aguas abajo de la pala
V_{rot}	[m/s]	Velocidad rotacional
V_θ	[m/s]	Componente tangencia de velocidad
w	[m/s]	Velocidad total inducida
x	[-]	Relación de la velocidad rotacional local
y_1	[m]	Calado aguas arriba cercano del rotor
y_2	[m]	Calado aguas abajo cercano del rotor

Símbolos Griegos

α	[°]	Angulo local de ataque del flujo
β	[°]	Angulo de retorcimiento de la pala (twist)
Γ	[m ² /s]	Circulación , $\Gamma = \frac{1}{2} C_L V_{rel} c$
Δ	[m]	Incremento de sección de pala
ϵ	[-]	Coefficiente de ocupación de las palas del rotor
ε	[-]	Ratio de bloqueo de la sección transversal del canal, $\varepsilon = A_t/A_m$
θ	[°]	Angulo de inclinación local de la pala (pitch)
θ_p	[°]	Angulo de inclinación de la pala (pitch)
λ	[-]	Relación o ratio de velocidad de punta (TSR)
λ_{loc}	[-]	Relación local de velocidad de punta
μ	[Pa · s]	Viscosidad dinámica
ν	[N · s/m ²]	Viscosidad cinemática
ρ	[kg/m ³]	Densidad del flujo
σ	[-]	Solidez
ϕ	[°]	Angulo de entrada del flujo
ω	[rad/s] o [rpm]	Velocidad angular o rotacional de la turbina

Glosario

Angulo de ataque	El ángulo de ataque es el ángulo que forma la cuerda media del alabe con la dirección del flujo incidente. Este ángulo es de vital importancia ya que las fuerzas de arrastre y sustentación dependen directamente de este.
Angulo de pitch	El ángulo de pitch es el ángulo que forma la espada con el rotor, pudiendo variarse en algunas turbinas para cambiar el ángulo de ataque.
Angulo de twist	Angulo de retorcimiento de la pala.
Camber	El camber de un perfil aerodinámico es la distancia máxima que existe entre la línea de cuerda y la línea de curvatura media o “mean camber line” medida perpendicularmente desde la cuerda.
Chord	El Chord es la distancia precisa medida en la línea recta que conecta el borde de ataque y el borde de salida.
Coeficiente de Potencia	Es un coeficiente adimensional que relaciona la potencia extraída P con respecto a la potencia disponible P_{avail} .
Coeficiente de Empuje	Es un coeficiente adimensional que relaciona el empuje extraído y el empuje disponible se calcula de la siguiente manera: $C_T = \frac{T}{\frac{1}{2} \rho V_o^2 A}$
Drag	Es la fuerza de resistencia o arrastre que actúa en un perfil aerodinámico.
Hub	Es el cilindro conectado al eje donde se conectan las palas de la turbina.
Lift	Es la fuerza de sustentación que actúa en un perfil aerodinámico.
Solidez	Fracción del área anular en el volumen de control que está cubierta por la pala.
Tip	Punta de la pala de un rotor.
TSR	Es la relación de la velocidad de punta “ $\lambda = \omega R / V_o$ “, relaciona la velocidad angular en la punta de la pala con la velocidad del flujo.

1. Introducción

Antecedentes

Dado a que, en la actualidad, las energías renovables se encuentran en una posición adecuada, comparado con las energías fósiles, para hacer frente a la demanda creciente y sin perjuicio desde el punto de vista económico. Además de que las energías renovables garantizan el desarrollo sostenible en momentos en que la disponibilidad de recurso fósiles está jugando un papel determinante a nivel mundial y cuando los problemas con el medioambiente son la principal preocupación de la sociedad, las energías renovables entre ellas la energía hidráulica surgen con éxito creciente en el marco energético de los países como una alternativa viable reivindicando su condición alternativa válida.

El consumo mundial de agua es $3925 \text{ km}^3/\text{año}$ [1], que se distribuye de manera que el 69,53% del agua se utiliza para riego, el 18,70% se utiliza para la industria y el 11,77% se utiliza para sistemas de agua potable. En España, el consumo de agua es distribuido de la siguiente manera: 80% para riego, 15% para agua potable y 5% para industria. El volumen anual utilizado para la agricultura equivale a 16.344 hm^3 [2].

Por tanto, debido a que el volumen de agua consumida para riego es mayor que en los sistemas urbanos, la modernización del riego no solo debe asociarse con alta tecnología y automatización, sino también con la gestión del agua que dé lugar a la sostenibilidad de esta infraestructura. El estudio de la instalación de micro y pico hidroeléctricas es necesario porque la superficie regada es enorme (aproximadamente 324 millones de hectáreas en el mundo cuentan con instalaciones de riego, de las cuales 86% son riego por gravedad, 11% riego por aspersión y 3% riego por goteo [3]). En términos de la economía española, el costo de distribución de agua de riego fue de €1285 millones en 2012. Este valor representa el 20% del coste total del servicio de abastecimiento de agua en España [4], teniendo en cuenta

que la superficie regada en España tiene 3,54 millones de hectáreas (1,09% de la superficie de regadío mundial) [5].

El desarrollo de sistemas para reducir el consumo de energía es de suma importancia considerando que la modernización de los sistemas de agua de riego introduce un aumento medio de la potencia instalada igual a 2 kW/ha [6]. Estas nuevas soluciones también deben tratar de mejorar, en la medida de lo posible, las condiciones ambientales y económicas de sostenibilidad del riego, reducir los costes operativos, es decir, la huella energética del agua.

Por tanto, la recuperación de energía hidráulica en las redes de distribución de agua es una alternativa real y necesaria para mejorar la eficiencia energética de todo el sistema. Es por ello la importancia del estudio de la recuperación de energía mediante turbinas hidráulicas en canales o cauces, con lo cual se persigue caracterizar el funcionamiento de turbinas tipo axial y evaluar el efecto que sufre el flujo al usar la turbina en canales o cauces.

Objetivos

Objetivo general

En este trabajo se tiene como objetivo general estudiar la Recuperación de energía mediante turbinas hidráulicas en canales o cauces. Para lograr este objetivo general se determinarán los siguientes objetivos específicos:

Objetivos específicos

- Caracterizar el funcionamiento de una turbina axial mediante métodos bidimensionales.
- Evaluar el efecto de estrangulamiento al usar la turbina en canales o cauces.

Resumen de Contenido

En el Capítulo 1 de este trabajo se hace una introducción donde se plantean la motivación y los objetivos que se persiguen conseguir, así como también se incluye este resumen.

En el capítulo 2 se hace un estudio de los modelos teóricos bidimensionales de turbinas y un resumen de los conceptos fundamentales de aerodinámica bidimensional.

En el capítulo 3 trata de la implementación y caracterización de varias turbinas tipos, así como la caracterización y obtención de curvas de funcionamiento de las turbinas en estudio.

En el capítulo 4 se realiza una evaluación de su funcionamiento en un emplazamiento tipo y el Estudio del efecto de estrangulamiento por restricción de sección.

En el capítulo 5 se analizan los resultados experimentales y se comparan con los modelos teóricos.

Para finalizar en el capítulo 6 son dadas las conclusiones y recomendaciones finales.

2. Conceptos fundamentales de aerodinámica bidimensional.

2.1. Estudio de los modelos teóricos bidimensionales de turbinas.

En el estudio de los modelos teóricos bidimensionales 2-D de turbina se considera que las palas de la turbina son estructuras alargadas y delgadas donde la componente de la velocidad radial es mucho menor que las componentes de la velocidad axial y tangencial, por lo que se puede asumir que el flujo en una determinada posición radial es bidimensional, de manera que los datos de un perfil aerodinámico de 2D pueden ser aplicados para su análisis.

Para analizar el flujo en 2-D es necesario suponer extruido el perfil aerodinámico en la pala con una longitud infinita, pero en una pala real, la cuerda (chord) y el retorcimiento (twist) cambian a lo largo de la longitud, el ala comienza en el eje (hub) y termina en la punta (tip). La Figura 2.1 muestra el punto de estancamiento del borde de ataque (Leading Edge) presente en el flujo 2-D atravesando un perfil aerodinámico.

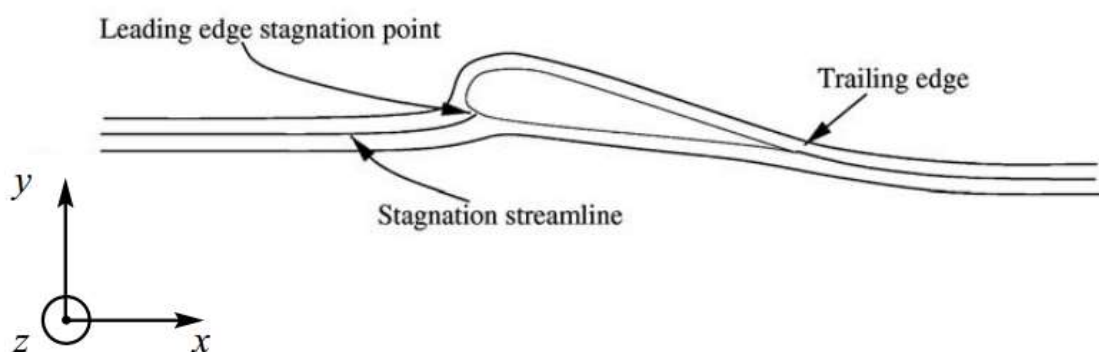


Figura 2.1. Vista esquemática de líneas de flujo atravesando un perfil aerodinámico [7].

En la Figura 2.2 se puede ver como la fuerza de reacción \mathbf{F} del flujo se descompone en una dirección perpendicular y en una dirección paralela a la velocidad en el infinito V_∞ . La

primera componente se conoce como fuerza de sustentación (lift), L ; la segunda se llama fuerza de resistencia o arrastre (drag), D . (ver la Figura 2.2).

Para describir todas las fuerzas actuantes completamente también es necesario conocer el momento M en un punto del perfil aerodinámico. Este punto se encuentra localizado en la línea de cuerda a $c/4$ del borde de salida (trailing edge). El momento es positivo cuando este tiende a rotar el perfil aerodinámico (ver la Figura 2.2) en el sentido de las agujas del reloj (aptitud de cabeceo, i.e. nariz hacia arriba).

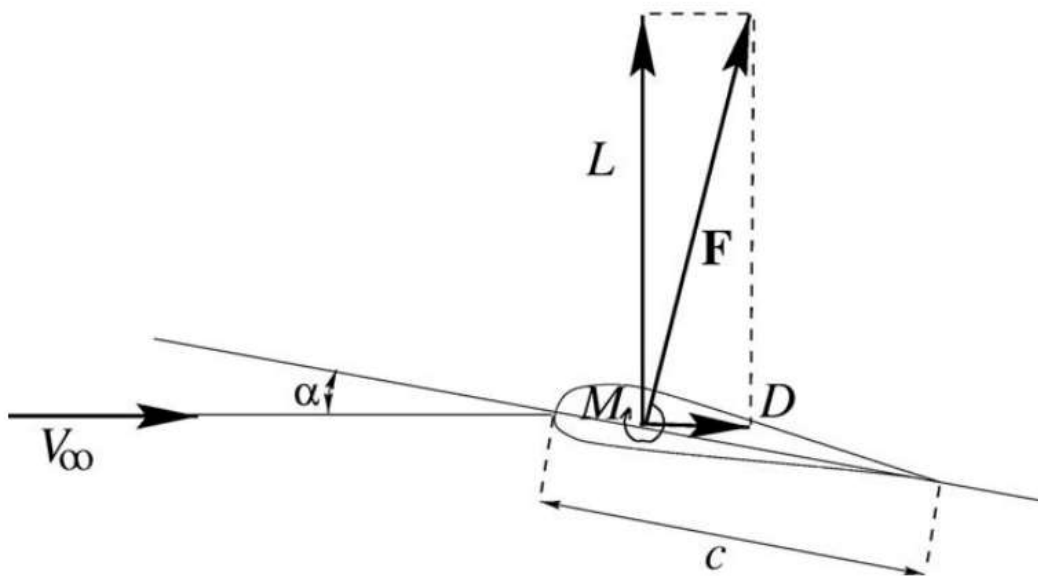


Figura 2.2. Ilustración de las fuerzas de sustentación (lift) y resistencia (drag) actuando en el perfil aerodinámico [7].

Los coeficientes de sustentación (lift), resistencia (drag) y momento: C_l , C_d y C_m se definen como:

$$C_l = \frac{L}{\frac{1}{2} \rho V_\infty^2 c} \quad (2.1)$$

$$C_d = \frac{D}{\frac{1}{2} \rho V_\infty^2 c} \quad (2.2)$$

$$C_m = \frac{M}{\frac{1}{2} \rho V_\infty^2 c^2} \quad (2.3)$$

Donde ρ es la densidad del fluido, V_∞ es la velocidad aguas arriba del flujo a una distancia suficientemente alejada del perfil para no ser influenciada por el mismo y c la longitud del perfil aerodinámico, a menudo denotada por cuerda (chord). Las unidades para la fuerza de sustentación (lift) y de resistencia (drag) en las ecuaciones (2.1) y (2.2) son fuerza por longitud (en N/m). La línea de cuerda (chord line) se define como la línea desde el borde de salida (trailing edge) hasta la nariz del perfil aerodinámico (ver Figura 2.2).

Los coeficientes C_l , C_d y C_m son funciones de α , Re y Ma . Donde α es el ángulo de ataque definido como el ángulo entre la línea de cuerda (chordline) y V_∞ ; Re es el número de Reynolds basado en la cuerda (chord) y V_∞ , $Re = \frac{cV_\infty}{\nu}$, donde ν es la viscosidad cinemática; y Ma denota el número de Mach, en otras palabras, la relación entre V_∞ y la velocidad del sonido. Para un aerogenerador y una aeronave en movimiento lento, los coeficientes de sustentación (lift), resistencia (drag) y momento son solo funciones de α y Re . Para un perfil aerodinámico dado, los valores del comportamiento de C_l , C_d y C_m son medidos y graficados en las llamadas coordenadas (unidades) polares.

La explicación física de la sustentación (lift) es que las formas del perfil aerodinámico fuerzan las líneas de corriente para curvarse alrededor de la geometría, como se indica en la Figura 2.3.

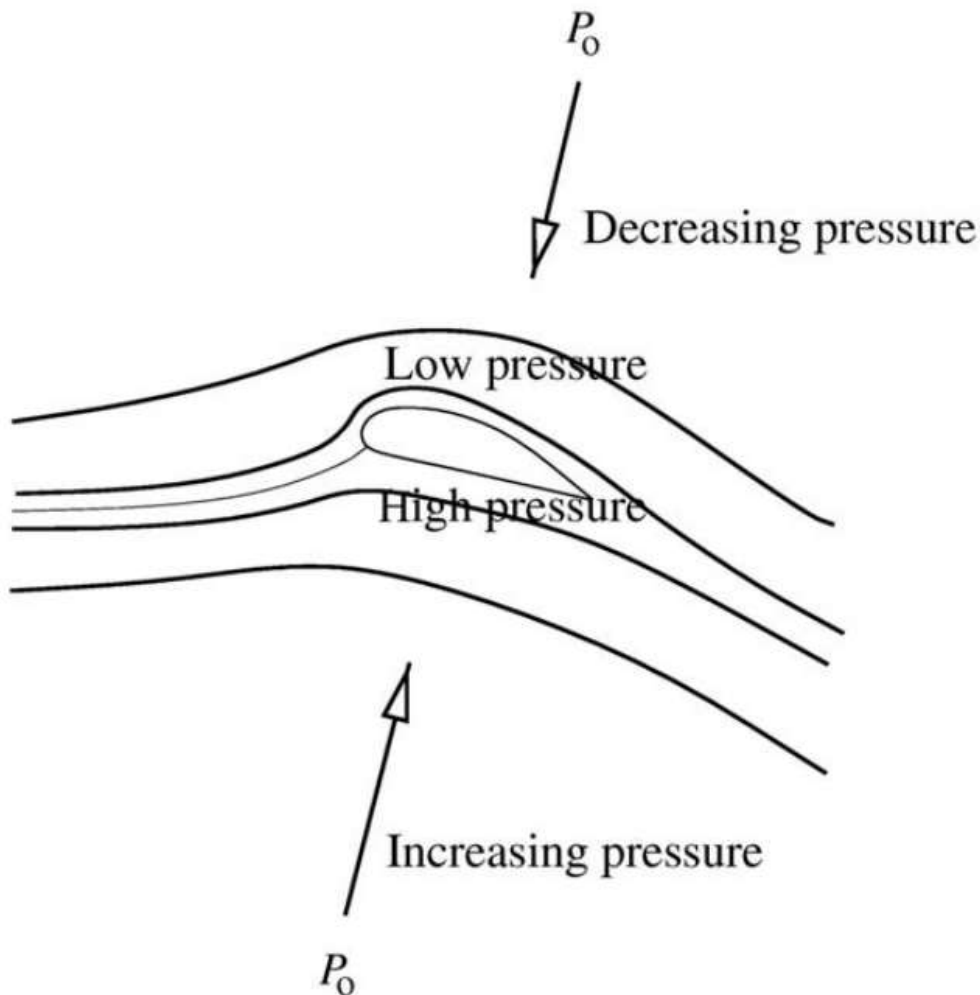


Figura 2.3. Explicación de la generación de la sustentación (lift) [7].

De la mecánica de fluidos básica se sabe que un gradiente de presión, $\frac{\partial p}{\partial r} = \frac{\rho V^2}{r_o}$, es necesario para curvar las líneas de corriente; donde: r_o es la curvatura de la línea de corriente y V la velocidad. Este gradiente de presión actúa igual que la fuerza centrípeta conocida del movimiento circular de una partícula. Dado que hay una presión atmosférica p_o lejos del perfil aerodinámico debe haber una presión menor que la atmosférica en la parte superior del perfil aerodinámico y una presión superior a la atmosférica en la parte inferior del perfil

aerodinámico. Esta diferencia de presión da una fuerza de sustentación (lifting force) en el perfil aerodinámico. Cuando el perfil aerodinámico está casi alineado con el flujo, la capa límite permanece unida y la resistencia (drag) asociada es principalmente causada por la fricción con el fluido.

2.2.1. Teoría del Disco Actuador (Cantidad de Movimiento Axial).

Modelo simple 1-D

Antes de desarrollar el método BEM es de utilidad examinar un modelo simple unidimensional (1-D) para un rotor ideal. Una turbina de viento extrae energía mecánica de la energía cinética del viento. El rotor de este sencillo modelo 1-D es un disco permeable. El disco es considerado ideal; en otras palabras, no tiene fricción y no hay componente de velocidad rotacional en la estela (wake). Este último supuesto se puede obtener aplicando dos rotores contrarrotantes o un estator. El disco extractor actúa como un dispositivo de resistencia (drag) que ralentiza la velocidad del viento de V_o lejos aguas arriba (upstream) del rotor a u en el plano del rotor y a u_1 en la estela (wake). Por lo tanto, las líneas de corriente deben diverger como se muestra en la Figura 2.4. La fuerza de resistencia (drag) se obtiene mediante una caída de presión sobre el rotor. Cercano aguas arriba (upstream) del rotor hay un pequeño aumento de presión desde el nivel atmosférico p_o a p antes de una caída discontinua de presión Δp sobre el rotor. Aguas abajo (downstream) del rotor la presión se recupera continuamente al nivel atmosférico. El número de Mach es pequeño y la densidad del aire es constante, por lo tanto, la velocidad axial debe disminuir continuamente de V_o a u_1 . El comportamiento de la presión y la velocidad axial se muestra gráficamente en la Figura 2.4.

Utilizando los supuestos de un rotor ideal es posible derivar simples relaciones entre las velocidades de V_o , u_1 y u , el empuje (thrust) T , y la potencia absorbida por el eje P . El

empuje es la fuerza en la dirección de la corriente, resultante de la caída de presión sobre el rotor, y se utiliza para reducir la velocidad del viento de V_o a u_1 :

$$T = \Delta p A_t, \quad (2.4)$$

Donde $A_t = \pi R^2$ es el área barrida por el rotor. El flujo es estacionario, incompresible y sin fricción y ninguna fuerza externa actúa sobre el fluido, aguas arriba (upstream) o aguas abajo (downstream) del rotor. Por lo tanto, la ecuación de Bernoulli (ver Apéndice A) es válida desde lejos aguas arriba (upstream) hasta justo delante del rotor y desde justo detrás del rotor hasta lejos aguas abajo (downstream) en la estela (wake):

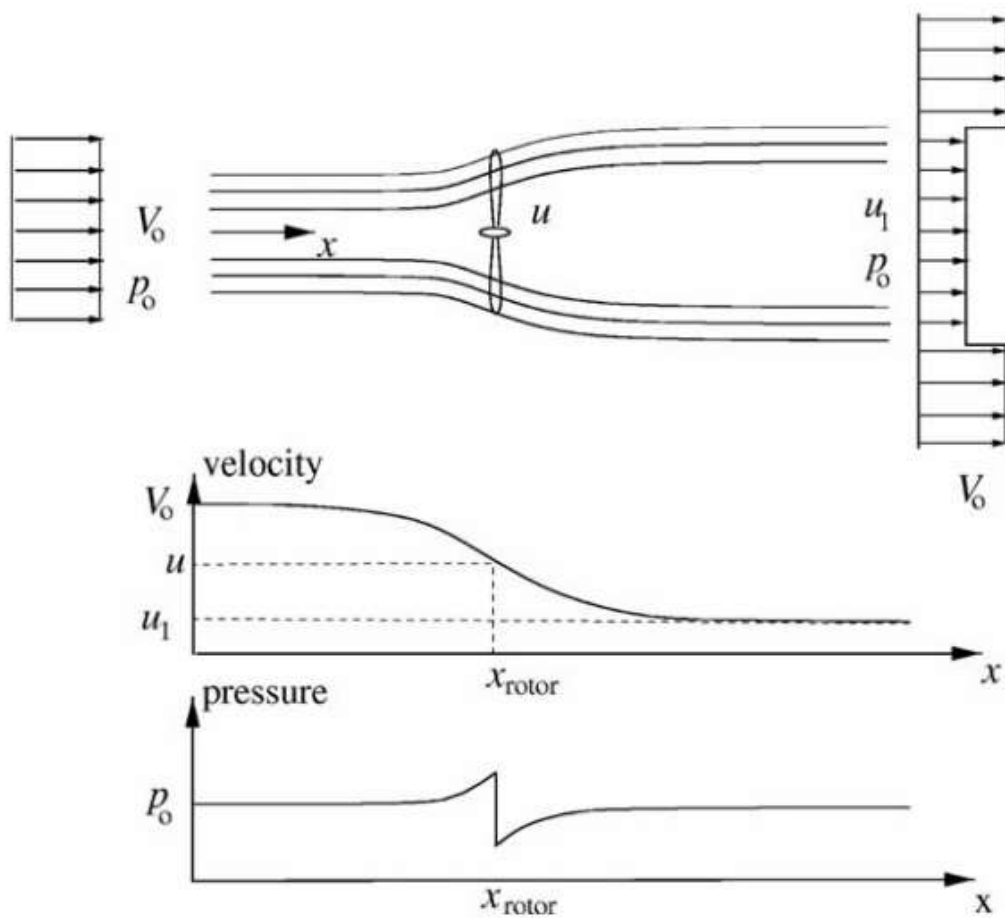


Figura 2.4. Ilustración de las líneas de corrientes pasando el rotor, de la velocidad axial y presión aguas arriba y abajo del rotor [7].

$$p_o + \frac{1}{2}\rho V_o^2 = p + \frac{1}{2}\rho u^2, \quad (2.5)$$

Y:

$$p - \Delta p + \frac{1}{2}\rho u^2 = p_o + \frac{1}{2}\rho u_1^2. \quad (2.6)$$

Combinando las ecuaciones (2.5) y (2.6) da lugar a:

$$\Delta p = \frac{1}{2}\rho(V_o^2 - u_1^2). \quad (2.7)$$

Se aplica la ecuación del momento axial en su forma integral (ver Apéndice A) en el volumen de control circular con sección de área A_{cv} dibujada con líneas punteadas en la Figura 2.5 que produce:

$$\frac{\partial}{\partial t} \iiint_{cv} \rho u(x, y, z) dx dy dz + \iint_{cs} u(x, y, z) \rho \mathbf{V} \cdot d\mathbf{A} = F_{ext} + F_{pres}. \quad (2.8)$$

$d\mathbf{A}$ es un vector que apunta hacia afuera en la dirección normal de una parte infinitesimal de la superficie de control con una longitud igual al área de este elemento. F_{pres} es la componente axial de las fuerzas de presión que actúan sobre el volumen de control. El primer término de la ecuación (2.8) es cero, ya que se supone que el flujo es estacionario y el último término es cero ya que la presión tiene el mismo valor atmosférico en los planos extremos y actúa en un área igual. Mas allá el límite lateral del volumen de control que se muestra en la Figura 2.5, la fuerza de la presión no tiene componente axial.

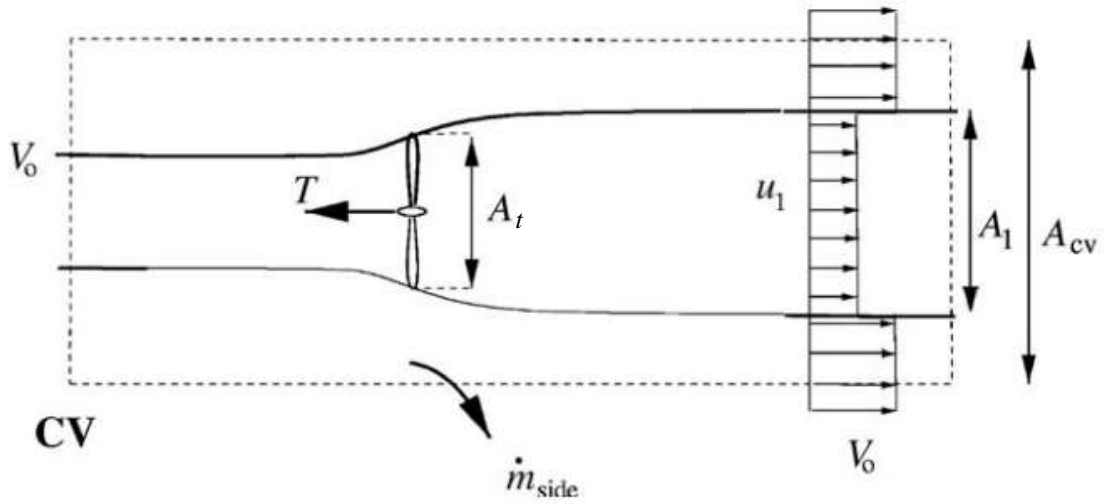


Figura 2.5. Volumen de control circular alrededor de una turbina eólica [7].

Utilizando las simplificaciones supuestas de un rotor ideal, la ecuación (2.8) produce:

$$\rho u_1^2 A_1 + \rho V_o^2 (A_{cv} - A_1) + \dot{m}_{side} V_o - \rho V_o^2 A_{cv} = -T. \quad (2.9)$$

\dot{m}_{side} se puede encontrar a partir de la conservación de la masa:

$$\rho A_1 u_1 + \rho (A_{cv} - A_1) V_o + \dot{m}_{side} = \rho A_{cv} V_o. \quad (2.10)$$

Produciendo:

$$\dot{m}_{side} = \rho A_1 (V_o - u_1). \quad (2.11)$$

La conservación de la masa también da una relación entre A_t y A_1 como:

$$\dot{m} = \rho u A_t = \rho u_1 A_1. \quad (2.12)$$

Combinando las ecuaciones (2.11), (2.12) y (2.9) produce:

$$T = \rho u A_t (V_o - u_1) = \dot{m} (V_o - u_1). \quad (2.13)$$

Si el empuje es reemplazado por la caída de presión sobre el rotor como en la ecuación (2.4) y se utiliza la ecuación (2.7) de la caída de presión, se hace una observación interesante:

$$u = \frac{1}{2} (V_o + u_1). \quad (2.14)$$

Se ve que la velocidad en el plano del rotor es la media de la velocidad del viento V_o y el valor final en la estela (wake) u_1 .

Un volumen de control alternativo al de la Figura 2.5 se muestra en la Figura 2.6.

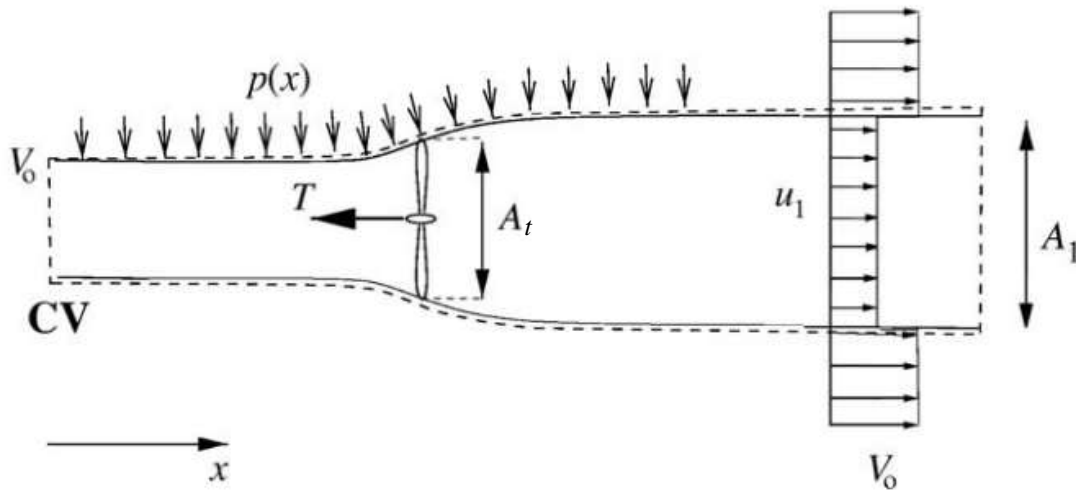


Figura 2.6. Volumen de control alternativo alrededor de una turbina eólica [7].

La fuerza de la distribución de presión a lo largo de las paredes laterales $F_{press, lateral}$ del volumen de control es desconocida y por lo tanto también lo es la contribución de presión neta F_{press} . En este volumen de control alternativo no hay flujo masico a través del límite

lateral, ya que está alineado con las líneas de corriente. La ecuación de momentum axial o empuje (2.8) por lo tanto se convierte en:

$$T = \rho u A_t (V_o - u_1) + F_{press}. \quad (2.15)$$

Dado que el problema físico es el mismo, si es aplicado el volumen de control en la Figura 2.5 o el de la Figura 2.6, se puede ver al comparar las ecuaciones (2.13) y (2.15) que la fuerza de presión neta sobre el volumen de control siguiendo las líneas de corriente es cero.

Se supone que el flujo no tiene fricción y, por lo tanto, no hay cambios en la energía interna desde la entrada a la salida y la potencia en el eje se puede encontrar usando la ecuación integral de la energía en el volumen de control que se muestra en la Figura 2.6:

$$P = \dot{m} \left(\frac{1}{2} V_o^2 + \frac{p_o}{\rho} - \frac{1}{2} u_1^2 - \frac{p_o}{\rho} \right). \quad (2.16)$$

Y desde $\dot{m} = \rho u A_t$ la ecuación para P simplemente se convierte en:

$$P = \frac{1}{2} \rho u A_t (V_o^2 - u_1^2). \quad (2.17)$$

El factor de inducción axial se define como:

$$u = (1 - a) V_o. \quad (2.18)$$

La Combinación la ecuación (2.18) con (2.14) da:

$$u_1 = (1 - 2a) V_o. \quad (2.19)$$

Que luego se puede introducir en la ecuación para la potencia P (2.17) y en la ecuación para el empuje T (2.13), dando:

$$P = 2\rho V_o^3 a(1-a)^2 A_t \quad (2.20)$$

Y:

$$T = 2\rho V_o^2 a(1-a) A_t \quad (2.21)$$

La potencia disponible en una sección transversal igual al área barrida A_t por el rotor es:

$$P_{avail} = \frac{1}{2} \rho A_t V_o^3 \quad (2.22)$$

La potencia extraída P es a menudo no dimensional con respecto a la potencia disponible P_{avail} definiéndose el coeficiente de potencia C_P :

$$C_P = \frac{P}{P_{disp.}} = \frac{P}{\frac{1}{2} \rho V_o^3 A_t} \quad (2.23)$$

De manera similar, podemos definir un coeficiente de empuje C_T como la relación entre el empuje extraído y el empuje disponible:

$$C_T = \frac{T}{\frac{1}{2} \rho V_o^2 A_t} \quad (2.24)$$

Usando las ecuaciones (2.20) y (2.21) los coeficientes de potencia y empuje para la turbina eólica ideal de 1-D se pueden escribir como:

$$C_P = 4a(1-a)^2 \quad (2.25)$$

Y:

$$C_T = 4a(1-a). \quad (2.26)$$

Diferenciando C_P con respecto a, a da lugar:

$$\frac{dC_P}{da} = 4(1 - a)(1 - 3a). \quad (2.27)$$

En la Figura 2.7 son mostradas gráficamente las ecuaciones (2.25) y (2.26). Se ve fácilmente que $C_{P,max} = 16/27 \approx 0.593$ para $a = 1/3$. Es decir que no se puede extraer más del 59.3% de la potencia que atraviesa el aerogenerador. A este máximo teórico para una turbina eólica ideal se le conoce como **Límite de Betz**.

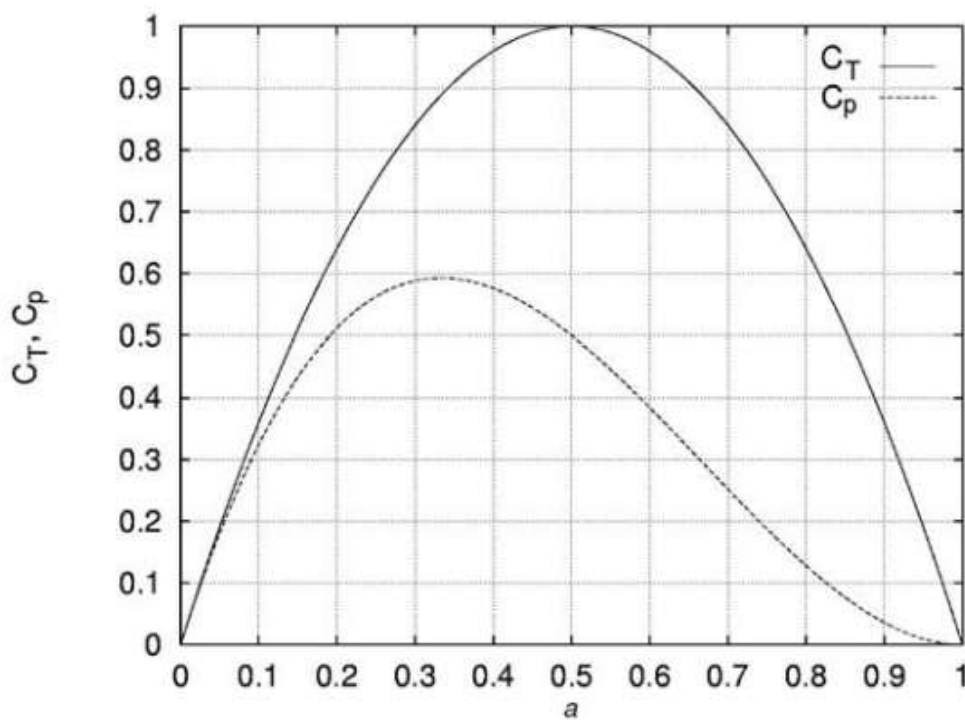


Figura 2.7. Los coeficientes de potencia y empuje C_P y C_T como función del factor de inducción axial a para una turbina eólica ideal de eje horizontal [7].

Los experimentos han demostrado que los supuestos de una turbina eólica ideal que llevan a la ecuación (2.26) solo son válidos para un factor de inducción axial, a , de menos de aproximadamente 0.4. Si la teoría de momento fuera válida para valores más altos de a , la

velocidad en la estela (wake) se volvería negativa, como puede verse fácilmente en la ecuación (2.19) lo que no tendría sentido.

Conforme a aumenta suceden fenómenos como la separación de la capa límite. A partir de datos empíricos, **Glauert** propuso sustituir la ecuación (2.26) a partir de un valor a_T por una expresión parabólica que sea tangente a dicha ecuación en el punto $a = a_T$ y que alcance el valor C_{T1} .

$$C_T = \begin{cases} 4a(1-a) & a < a_T \\ C_{T1} - 4(\sqrt{C_{T1}} - 1)(1-a) & a_T < a \leq 1 \end{cases} \quad (2.28)$$

Donde el valor de transición del factor de inducción vendrá dado por:

$$a_T = 1 - \frac{\sqrt{C_{T1}}}{2} \quad (2.29)$$

El valor de C_{T1} suele considerarse entre 1.6 y 2 lo cual en base a los datos originales se podría suponer que $C_{T1} \approx 1.816$ para $a_T \approx 0.326$.

2.2.2. Teoría del Disco rotor (Cantidad de Movimiento y Momento Cinético)

Para el rotor ideal, no hay rotación en la estela (wake); en otras palabras, es cero. Debido a que una turbina eólica moderna consta de un solo rotor sin estator, la estela (wake) poseerá cierta rotación como se puede ver directamente desde la ecuación de turbina de Euler (ver Apéndice A) aplicada a un volumen de control infinitesimal de espesor dr , como se muestra en la Figura 2.8:

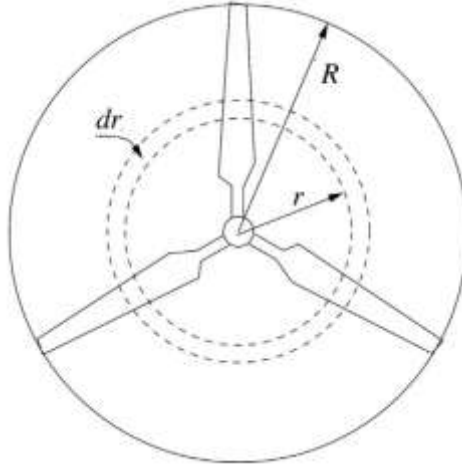


Figura 2.8. Rotor de un aerogenerador de tres palas de radio R [7].

$$dP = \dot{m}\omega r C_\theta = 2\pi r^2 \rho u \omega C_\theta dr, \quad (2.30)$$

Donde C_θ es la componente azimutal de la velocidad absoluta $\mathbf{C} = (C_r, C_\theta, C_a)$ después del rotor y \mathbf{u} la velocidad axial a través del rotor.

Dado que las fuerzas que sienten las palas de la turbina eólica también se sienten por el aire entrante, pero con signo opuesto, el aire en la turbina eólica gira en la dirección opuesta a la de las palas. Esto también se puede ilustrar usando la Figura 2.9, donde la velocidad relativa aguas arriba (upstream) de la pala $\mathbf{V}_{rel,1}$ es dada por la velocidad axial \mathbf{u} y la velocidad rotacional \mathbf{V}_{rot} . Para ángulos de ataque moderados la velocidad relativa $\mathbf{V}_{rel,2}$ aguas abajo (downstream) del rotor sigue aproximadamente el borde de salida (trailing Edge). La componente axial, C_a , de la velocidad absoluta es igual a \mathbf{u} debido a la conservación de la masa, y la velocidad rotacional no se altera. El triángulo de velocidad aguas abajo (downstream) de la pala es ahora fijo y, como muestra la Figura 2.9, la velocidad absoluta aguas abajo (downstream) de la pala, \mathbf{C} , tiene una componente tangencial C_θ en la dirección opuesta de la pala.

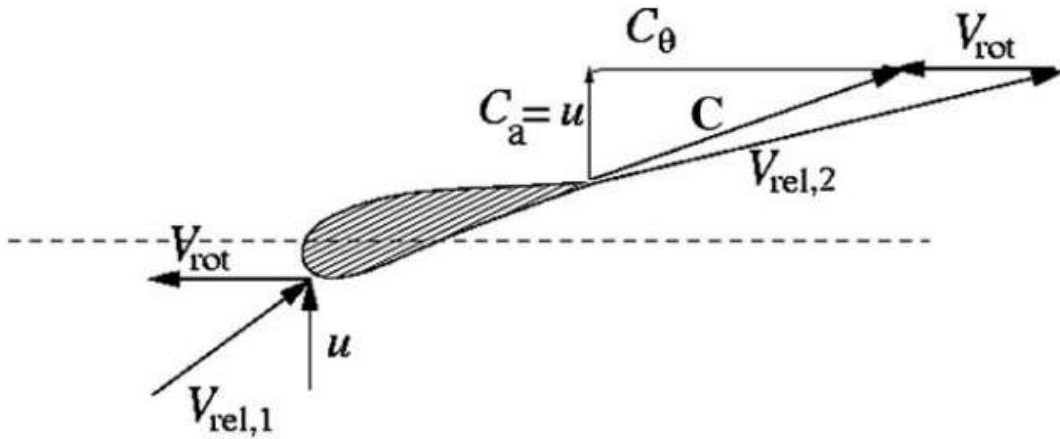


Figura 2.9. Triángulo de velocidad para una sección del rotor [7].

De la ecuación (2.30) se ve que para una potencia P y velocidad del viento dada, la componente de la velocidad azimutal en la estela (wake) C_θ disminuye al aumentar la velocidad de rotación ω del rotor. Desde el punto de vista de la eficiencia, es, por lo tanto, deseable que la turbina eólica tenga una alta velocidad de rotación para minimizar la pérdida de energía cinética contenida en la estela (wake) giratoria. Si nosotros recordamos que la velocidad axial a través del rotor viene dada por el factor de inducción axial a como en la ecuación (2.18) y que la velocidad rotacional en la estela (wake) es dada por a' como:

$$C_\theta = 2a'\omega r. \quad (2.31)$$

La ecuación (2.30) entonces puede escribirse como:

$$dP = 4\pi\rho\omega^2 V_o a' (1 - a) r^3 dr. \quad (2.32)$$

La potencia total se encuentra integrando dP de 0 a R como:

$$P = 4\pi\rho\omega^2 V_o \int_0^R a'(1-a)r^3 dr. \quad (2.33)$$

O en forma adimensional como:

$$C_p = \frac{8}{\lambda^2} \int_0^\lambda a'(1-a)x^3 dx, \quad (2.34)$$

Donde $\lambda = \omega R/V_o$ es la relación de la velocidad de punta (TSR) y $x = \omega r/V_o$ es la relación entre la velocidad rotacional local en el radio r no dimensionalizado con respecto a la velocidad del viento V_o . Esta claro en las ecuaciones (2.33) y (2.34) que para optimizar la potencia es necesario maximizar la expresión:

$$f(a, a') = a'(1-a). \quad (2.35)$$

Si los ángulos de ataque locales están por debajo del punto muerto (stall), α y α' no son independientes ya que la fuerza de reacción de acuerdo con la teoría del flujo potencial es perpendicular a la velocidad local vista por la pala como indica la ecuación de Kutta-Joukowski: $\mathbf{L} = \rho \mathbf{V}_\infty \times \boldsymbol{\Gamma}$. La velocidad total inducida, \mathbf{w} , debe estar en la misma dirección que la fuerza y, por tanto, también perpendicular a la velocidad local. Por lo tanto, existe la siguiente relación entre α y α' :

$$x^2 a'(1 + a') = a(1 - a). \quad (2.36)$$

La ecuación (2.36) se deriva directamente de la Figura 2.10 ya que:

$$\tan \phi = \frac{a' \omega r}{a V_o}.$$

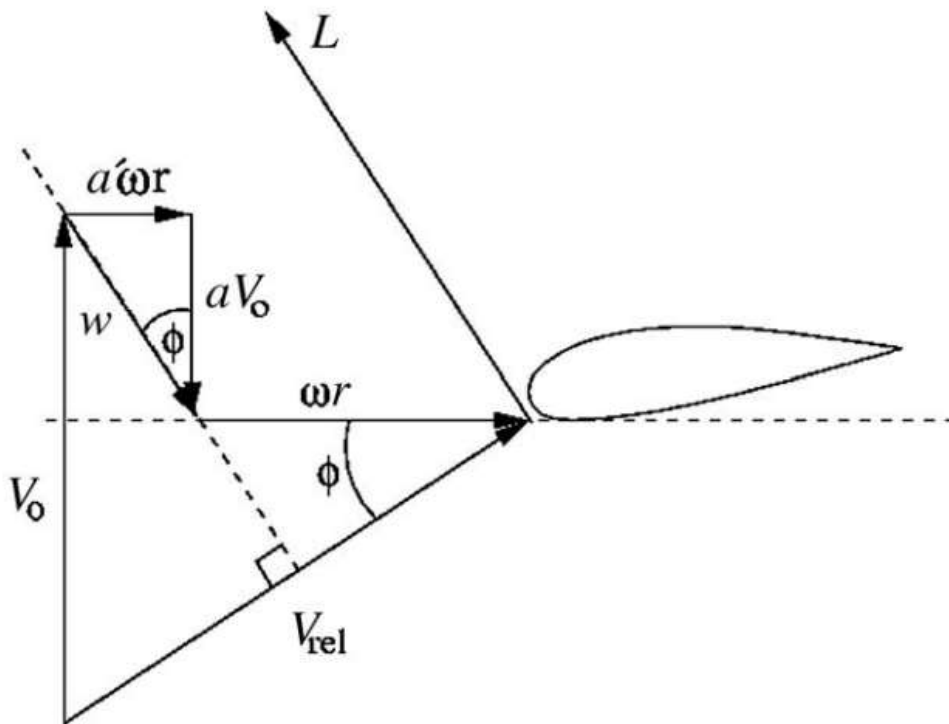
(2.37)

Y:

$$\tan \phi = \frac{(1 - a)V_o}{(1 + a')\omega r}. \quad (2.38)$$

Para los ángulos de ataque locales por debajo del punto muerto (stall) α y α' están relacionados mediante la ecuación (2.36) y el problema de optimización es, por tanto, maximizar la ecuación (2.35) satisfaciendo la ecuación (2.36). Dado que α' es una función de α , la expresión (2.35) es máximo cuando $df/d\alpha = 0$ dando lugar a:

$$\frac{df}{d\alpha} = (1 - a) \frac{d\alpha'}{d\alpha} - \alpha' = 0, \quad (2.39)$$



Note that for small angles of attack the total induced velocity w is perpendicular to the relative velocity.

Figura 2.10. Triangulo de velocidad que muestra las velocidades inducidas para una sección de la pala [7].

Que se puede simplificar a:

$$(1 - a) \frac{da'}{da} = a' \quad (2.40)$$

La ecuación (2.36) diferenciada con respecto a da lugar a:

$$(1 + 2a') \frac{da'}{da} x^2 = 1 - 2a. \quad (2.41)$$

Si las ecuaciones (2.40) y (2.41) se combinan con la ecuación (2.36), la relación óptima entre a y a' se convierte en:

$$a' = \frac{1 - 3a}{4a - 1}. \quad (2.42)$$

Ahora se puede calcular una tabla para a , a' y x . Donde a' viene dada por la ecuación (2.42) para una a especificada y x se encuentra usando la ecuación (2.36).

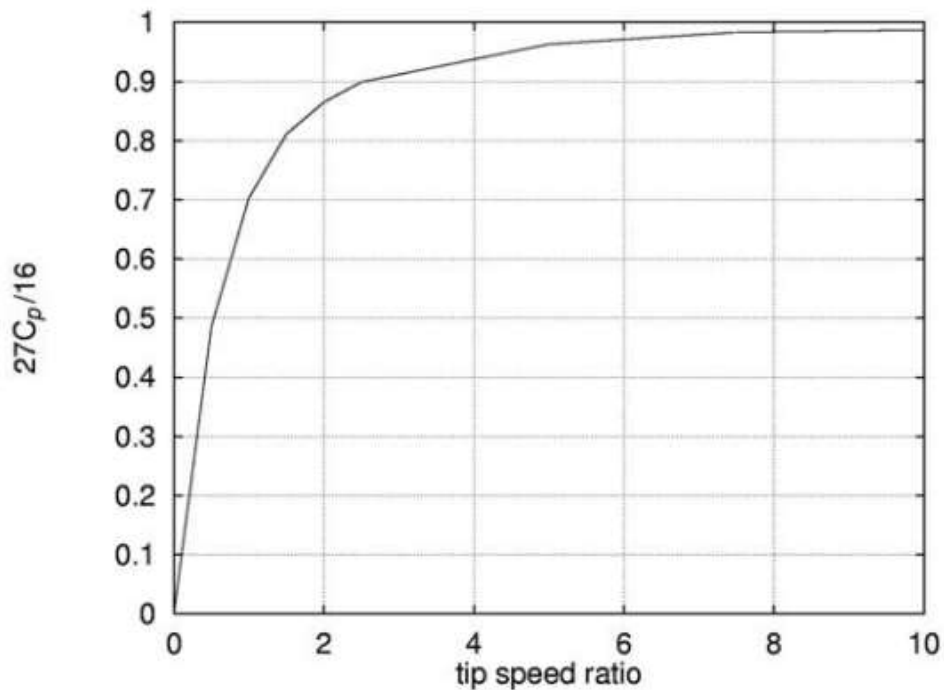
Se puede ver que como la velocidad de rotación ω y por lo tanto también $x = \omega r / V_o$ se incrementan al valor óptimo para a tendiendo a $1/3$, lo cual es consistente con la teoría simple de momento para un rotor ideal. Utilizando los valores de la Tabla 2.1, el coeficiente de potencia óptimo C_p se encuentra integrando la ecuación (2.34). Para diferentes (TSR) $\lambda = \omega R / V_o$ relaciones de velocidad de punta **Glauert** comparo el coeficiente de potencia óptimo calculado con la ecuación (2.34) con el **Límite de Betz** de **16/27**, el cual es obtenido para rotación cero en la estela (wake) $a' = 0$ (ver Tabla 2.2). En la Figura 2.11, se muestra la gráfica de la Tabla 2.2 y se puede ver que las pérdidas debido a la rotación son pequeñas para (TSR) relaciones de velocidad de punta mayores que aproximadamente 6.

Tabla 2.1. Relaciones numéricas entre α , α' y x [7].

α	α'	x
0.26	5.5	0.073
0.27	2.375	0.157
0.28	1.333	0.255
0.29	0.812	0.374
0.30	0.500	0.529
0.31	0.292	0.753
0.32	0.143	1.150
0.33	0.031	2.630
0.333	0.00301	8.580

Tabla 2.2. Comparación de Glauert del coeficiente de potencia óptima calculado que incluye la rotación de estela (wake) con el límite de Betz [7].

$\lambda = \omega R/V_o$	$27C_p/16$
0.5	0.486
1.0	0.703
1.5	0.811
2.0	0.865
2.5	0.899
5.0	0.963
7.5	0.983
10.0	0.987



The efficiency is defined as the ratio between C_p , including wake rotation, and the Betz limit $C_{p, \text{Betz}} = 16/27$.

Figura 2.11. Eficiencia óptima de una turbina con rotación [7].

2.2.3. Teoría del Elemento de Pala y del Momentum (axial), BEM (Blade Element Momentum)

El modelo BEM acopla la teoría del momentum con los eventos locales que tienen lugar en las palas reales. El tubo de corriente introducido en la teoría del momentum 1-D se discretiza en N elementos anulares de altura dr , como se muestra en la Figura 2.12. El límite lateral de estos elementos consiste de líneas de corrientes; en otras palabras, no hay flujos a través de los elementos.

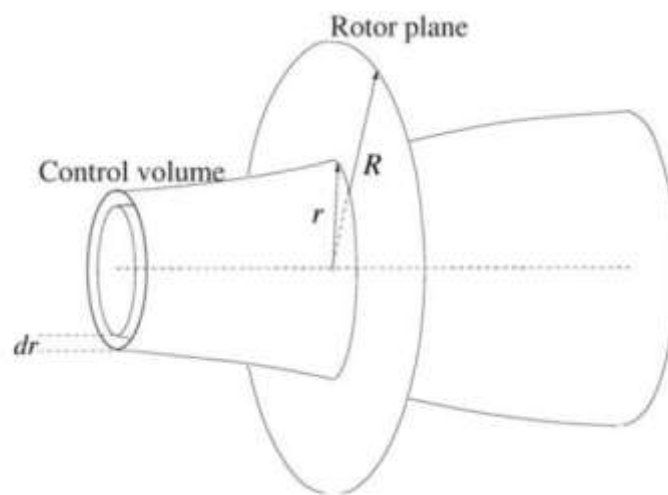


Figura 2.12. Volumen de Control en forma de elemento anular para ser utilizado en el modelo BEM [7].

En el modelo BEM se asumen los siguientes supuestos para el elemento anular:

1 -No tiene dependencia radial: En otras palabras, lo que pasa con un elemento no se reflejara en los otros.

2 -La fuerza de las palas en el flujo es constante en cada elemento anular; esto corresponde a un rotor con un numero infinito de palas.

Posteriormente se introduce una corrección conocida como: Corrección de **Prandtl** para el factor de perdida en la punta, para corregir el ultimo supuesto con el fin de calcular un rotor con un numero finito de palas.

En la sección anterior sobre la teoría de momentum 1-D se demostró que la distribución de la presión a lo largo de las líneas de corriente curvas que encierran la estela no da una componente de fuerza axial. Por tanto, se asume que este también es el caso para el volumen de control anular mostrado en la Figura 2.12. Los empujes del disco en este volumen de control se pueden encontrar con la ecuación integral del momento dado que la sección transversal del volumen de control en el plano del rotor es $2\pi r dr$:

$$dT = (V_o - u_1)d\dot{m} = 2\pi r \rho u (V_o - u_1) dr. \quad (2.43)$$

El par (torque) dM en el elemento anular es encontrado usando la ecuación integral del momento en el volumen de control y estableciendo la velocidad rotacional a cero aguas arriba del rotor y a C_θ en la estela:

$$dM = r C_\theta d\dot{m} = 2\pi r^2 \rho u C_\theta dr. \quad (2.44)$$

Esto también podría haberse obtenido directamente de la ecuación de turbina de Euler, ya que:

$$dP = \omega dM \quad (2.45)$$

A partir del rotor ideal se encontró que la velocidad axial en la estela u_1 puede ser expresada por el factor de inducción axial a y la velocidad del viento V_o como $u_1 = (1 - 2a)V_o$, y si se introduce en las ecuaciones (2.43) y (2.44) junto con las definiciones de a y a' en las ecuaciones (2.18) y (2.31) el empuje y el par (torque) pueden ser calculados como:

$$dT = 4\pi r \rho u V_o^2 a(1 - a) dr. \quad (2.46)$$

Y

$$dM = 4\pi r^3 \rho V_o \omega (1 - a) a' dr. \quad (2.47)$$

Los lados izquierdos de las ecuaciones (2.46) y (2.47) se obtienen a partir del flujo local alrededor de la pala. Se recuerda que la velocidad relativa V_{rel} vista por una sección de la pala es una combinación de la velocidad axial $(1 - a)V_o$ y la velocidad tangencial $(1 - a')V_o\omega r$ en el plano del rotor (ver Figura 2.13).

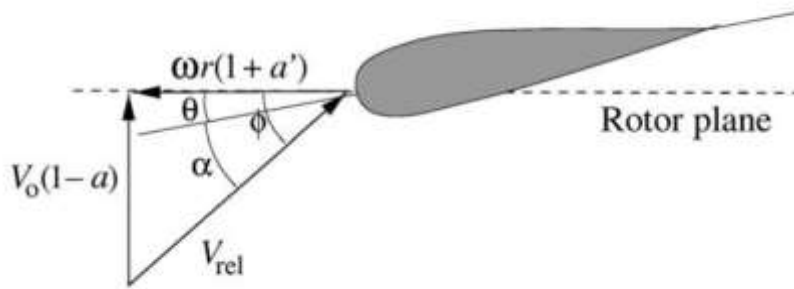


Figura 2.13. Velocidad en el plano del rotor [7].

θ es la inclinación local (pitch) de la pala, en otras palabras, el ángulo local entre la cuerda y el plano de rotación. La inclinación local (pitch) es una combinación del ángulo de inclinación (pitch), θ_p y el retorcimiento (twist) de la pala, β , como $\theta = \theta_p + \beta$, donde el ángulo de inclinación (pitch) es el ángulo entre la punta de la cuerda y el plano de rotación y el retorcimiento (twist) es medido relativo a la punta de la cuerda. ϕ es el ángulo entre el plano de rotación y la velocidad relativa, V_{rel} , y se ve en la Figura 2.13 que el ángulo local de ataque viene dado por:

$$\alpha = \phi - \theta. \quad (2.48)$$

Además, se ve que:

$$\tan \phi = \frac{(1 - a)V_o}{(1 + a')\omega r}. \quad (2.49)$$

Además, si los coeficientes de sustentación (**lift**) y resistencia (**drag**) C_l y C_d son conocidos, Las fuerzas de sustentación (**lift**) L y resistencia (**drag**) D se determinan por las ecuaciones (2.1) y (2.2):

$$L = \frac{1}{2} \rho V_{rel}^2 c C_l \quad (2.50)$$

Y

$$D = \frac{1}{2} \rho V_{rel}^2 c C_d. \quad (2.51)$$

Dado que estamos interesados solo en la fuerza normal y tangencial al plano del rotor, las fuerzas de sustentación (**lift**) y resistencia (**drag**) se proyectan en estas direcciones (ver Figura 2.14):

$$p_N = L \cos \phi + D \sin \phi \quad (2.52)$$

y:

$$p_T = L \sin \phi - D \cos \phi \quad (2.53)$$

Las ecuaciones (2.52) y (2.53) son normalizadas con respecto a $\frac{1}{2}\rho V_{rel}^2 c$ dando lugar a:

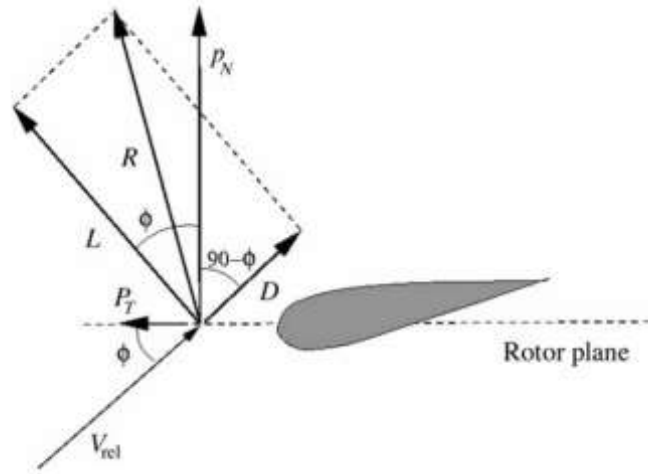


Figura 2.14. Fuerzas locales en una pala [7].

Donde \mathbf{R} es la suma de los vectores de las fuerzas de sustentación (**lift**) \mathbf{L} y de resistencia (**drag**) \mathbf{D} ; p_N y p_T son las componentes normal y tangencial de \mathbf{R} respectivamente.

$$C_n = C_l \cos \phi + C_d \sin \phi \quad (2.54)$$

Y

$$C_t = C_l \sin \phi - C_d \cos \phi \quad (2.55)$$

Donde:

$$C_n = \frac{p_N}{\frac{1}{2}\rho V_{rel}^2 c} \quad (2.56)$$

Y:

$$C_t = \frac{p_T}{\frac{1}{2}\rho V_{rel}^2 c} \quad (2.57)$$

De la Figura 2.13 se ve fácilmente en la geometría que:

$$V_{rel} \sin \phi = V_o(1 - a) \quad (2.58)$$

Y:

$$V_{rel} \cos \phi = \omega r(1 - a') \quad (2.59)$$

Además, la solidez se define como la fracción del área anular en el volumen de control que está cubierta por la pala:

$$\sigma(r) = \frac{c(r)B}{2\pi r} \quad (2.60)$$

Donde B es el número de palas, $c(r)$ es la cuerda local y r es la posición radial en el volumen de control.

Como p_N y p_T son fuerzas por longitud, la fuerza normal o empuje y el par (torque) en el volumen de control de un espesor dr son:

$$dT = Bp_N dr \quad (2.61)$$

Y:

$$dM = rBp_T dr. \quad (2.62)$$

Usando la ecuación (2.56) para p_N y la ecuación (2.58) para V_{rel} , la ecuación (2.61) se convierte en:

$$dT = \frac{1}{2} \rho B \frac{V_o^2 (1 - a)^2}{(\sin \phi)^2} c C_n dr. \quad (2.63)$$

Similarmente, si la ecuación (2.57) es usada para p_T y las ecuaciones (2.58) y (2.59) son usadas para V_{rel} , la ecuación (2.62) se convierte en:

$$dM = \frac{1}{2} \rho B \frac{V_o(1-a)\omega r(1-a')}{\sin \phi \cos \phi} cC_t r dr. \quad (2.64)$$

Si las dos ecuaciones (2.63) y (2.46) para dT son igualadas y se aplica la definición de solidez de la ecuación (2.60), se obtendrá una expresión para el factor de inducción axial a :

$$a = \frac{1}{\frac{4(\sin \phi)^2}{\sigma C_n} + 1}. \quad (2.65)$$

Si las ecuaciones (2.64) y (2.47) son igualadas, se obtiene una ecuación para a' :

$$a' = \frac{1}{\frac{4 \sin \phi \cos \phi}{\sigma C_t} - 1}. \quad (2.66)$$

Hasta ahora se han obtenido todas las ecuaciones necesarias para el método BEM y el algoritmo se puede resumir en los 8 pasos siguientes. Dado que los diferentes volúmenes de control son asumidos independientes, cada trozo se puede tratar por separado y la solución en un radio se puede calcular antes de resolver para otro radio; en otras palabras, para cada volumen de control, se puede aplicar el siguiente algoritmo de manera independiente.

Paso (1) Inicialice a y a' , típicamente $a = a' = 0$.

Paso (2) Calcule el ángulo del flujo ϕ usando la ecuación (2.49).

Paso (3) Calcule el ángulo de ataque local usando la ecuación (2.48).

Paso (4) Lea $C_l(\alpha)$ y $C_d(\alpha)$ de las gráficas del perfil aerodinámico.

Paso (5) Calcular C_n y C_t con las ecuaciones (2.54) y (2.55).

Paso (6) Calcule a y a' , a partir de las ecuaciones (2.65) y (2.66).

Paso (7) Si a y a' , han cambiado más de una cierta tolerancia, vaya al paso (2) o terminar.

Paso (8) Calcule las cargas locales en el segmento de la pala.

Después de aplicar el algoritmo del método BEM para todos los volúmenes de control, la distribución de carga normal y tangencial es conocida y parámetros globales como la potencia mecánica, el empuje y los momentos flectores pueden ser calculado. Sin embargo, hay que tener cuidado, al integrar las cargas tangenciales para obtener el par (torque) en el eje. La fuerza tangencial por longitud $\mathbf{p}_{T,i}$ es conocida para cada segmento de radio r_i y la variación lineal entre r_i y r_{i+1} es asumida (ver Figura 2.15). La carga \mathbf{p}_T entre r_i y r_{i+1} es así:

$$\mathbf{p}_T = \mathbf{A}_i \mathbf{r} + \mathbf{B}_i \quad (2.67)$$

Donde:

$$\mathbf{A}_i = \frac{\mathbf{p}_{T,i+1} + \mathbf{p}_{T,i}}{r_{i+1} - r_i} \quad (2.68)$$

Y:

$$\mathbf{B}_i = \frac{\mathbf{p}_{T,i} r_{i+1} + \mathbf{p}_{T,i+1} r_i}{r_{i+1} - r_i} \quad (2.69)$$

El par (torque) $d\mathbf{M}$ para una parte infinitesimal de la pala de longitud $d\mathbf{r}$ es:

$$d\mathbf{M} = r \mathbf{p}_T d\mathbf{r} = (\mathbf{A}_i r^2 + \mathbf{B}_i r) d\mathbf{r}. \quad (2.70)$$

Y la contribución $\mathbf{M}_{i,i+1}$ al par (torque) total del eje de la variación lineal de carga transversal entre r_i y r_{i+1} será:

$$M_{i,i+1} = \left[\frac{1}{3} A_i r^3 + \frac{1}{2} B_i r^2 \right]_{r_i}^{r_{i+1}} = \frac{1}{3} A_i (r_{i+1}^3 - r_i^3) + \frac{1}{2} B_i (r_{i+1}^2 - r_i^2). \quad (2.71)$$

El par (torque) total en el eje es la suma de todas las contribuciones $M_{i,i+1}$ a lo largo de una pala multiplicado por el número de palas:

$$M_{tot} = B \sum_{1}^{N-1} M_{i,i+1}. \quad (2.72)$$

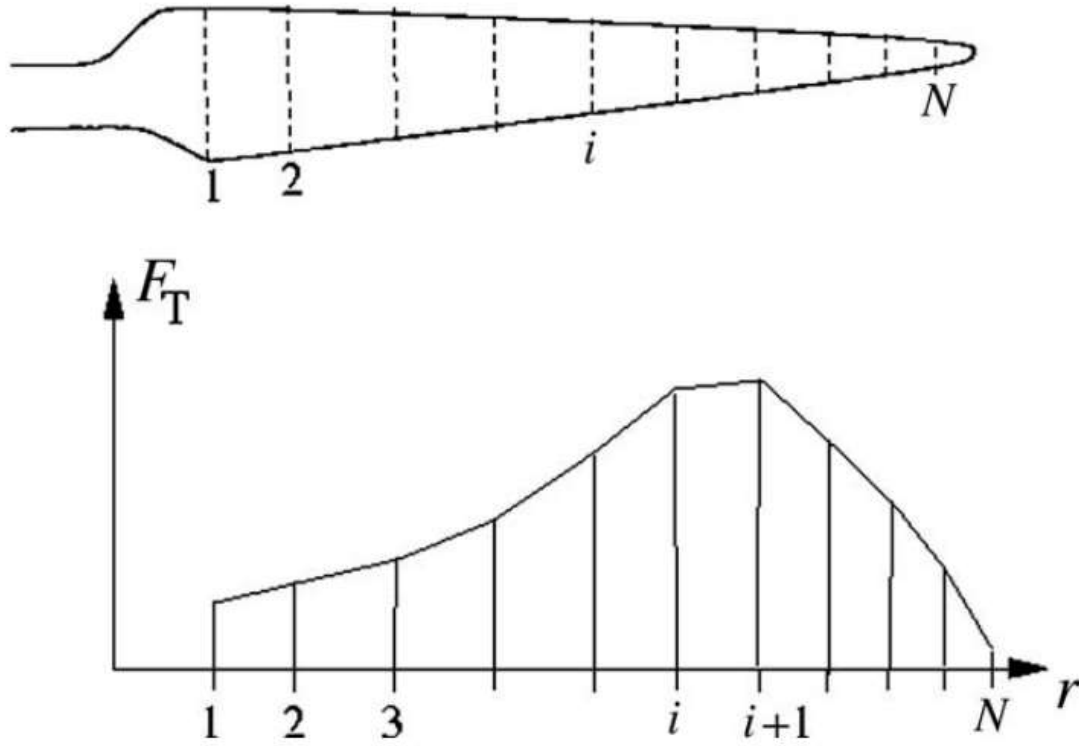


Figura 2.15. Se asume una variación lineal de la carga entre dos posiciones radiales diferentes r_i y r_{i+1} [7].

Factor de pérdida de punta de Prandtl

El factor de pérdida de punta de **Prandtl** corrige la suposición de un numero infinito de palas. Para un rotor con un numero finito de palas, el sistema de vórtices en la estela es diferente al de un rotor con un numero infinito de palas. Prandtl derivó un factor de corrección F para las ecuaciones (2.46) y (2.47):

$$dT = 4\pi r \rho V_o^2 a(1-a)F dr. \quad (2.73)$$

Y:

$$dM = 4\pi r^3 \rho V_o \omega (1-a)a'F dr. \quad (2.74)$$

F es calculada como:

$$F = \frac{2}{\pi} \cos^{-1}(e^{-f}), \quad (2.75)$$

Donde:

$$f = \frac{B R_t - r}{2 r \sin \phi} \quad (2.76)$$

B es el número de palas, R_t es el radio total del rotor, r es el radio local y ϕ es el ángulo del flujo. Usando las ecuaciones (2.73) y (2.74) en lugar de las ecuaciones (2.46) y (2.47) se obtienen las ecuaciones para a y a' :

$$a = \frac{1}{\frac{4F(\sin \phi)^2}{\sigma C_n} + 1}. \quad (2.77)$$

Y:

$$a' = \frac{1}{\frac{4F \sin \phi \cos \phi}{\sigma C_t} - 1}. \quad (2.78)$$

Deben usarse las ecuaciones (2.77) y (2.78) en lugar de las ecuaciones (2.65) y (2.66) en el paso 6 del algoritmo BEM y un paso adicional de cálculo del factor de pérdida de punta de **Prandtl**: F debe introducirse después del paso 2.

Como ejemplo de aplicación del método BEM a continuación presentamos los resultados obtenidos de analizar una pala ya diseñada, aplicando el algoritmo del método BEM, estos datos son extraídos del libro: Aerodynamics of Wind Turbines [7], de las páginas 57 y 58.

Datos:

Velocidad de rotación : 27.1 rpm \approx 2.838 rad/s
 Radio del rotor : 20.4 m
 Numero de palas : 3
 Velocidad del flujo : 4 m/s @ 25 m/s
 Airfoil : NACA 63-415

Tabla 2.3. Descripción de la pala.

r [m]	Twist [grados]	Chord [m]
4.1	20.0	1.63
8.2	7.45	1.42
12.3	3.15	1.163
16.4	0.77	0.881
20.5	0.02	0.265



Figura 2.16. AirFoil NACA 63-415

El perfil aerodinámico de la Figura 2.16 se caracteriza por tener un grosor máximo (max. Thickness) de 15% en el 34.9% de la cuerda (chord) y un max. camber de 2.2% en 50% de la cuerda (chord).

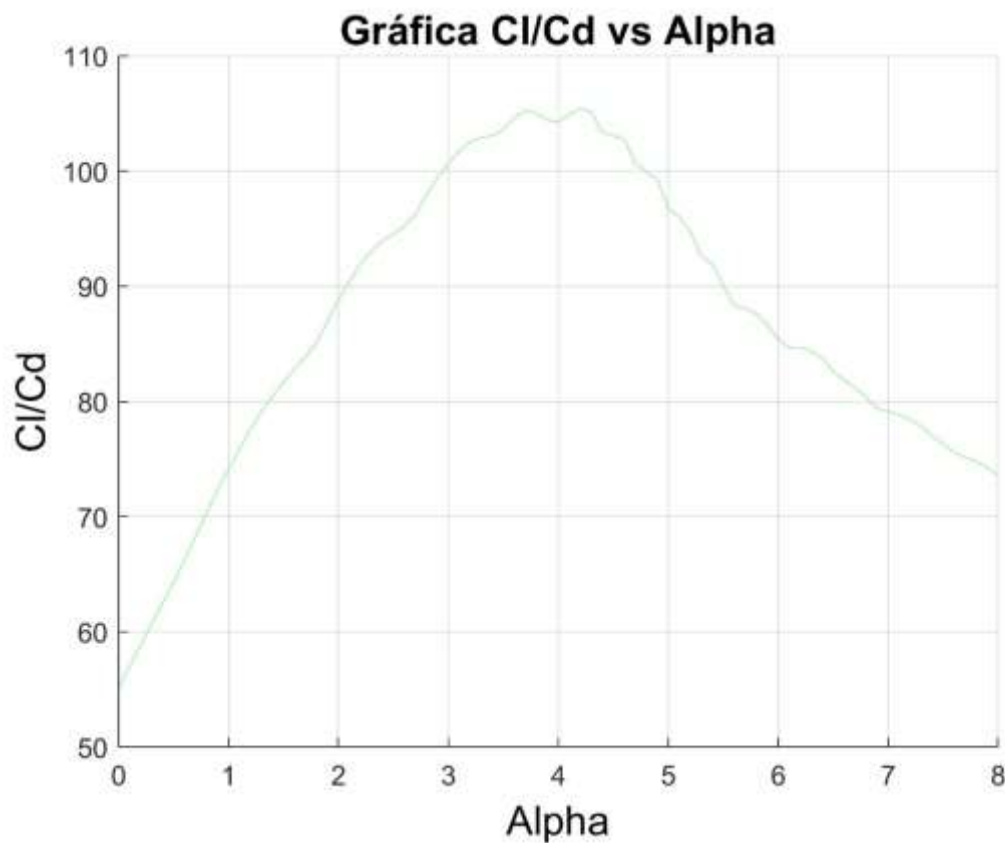


Figura 2.17. Máxima relación Cl/Cd en función del ángulo de ataque (α) para el perfil NACA 63-415

En la Figura 2.17 se muestra que para el perfil aerodinámico NACA 63-415 la máxima relación $C_l/C_d = 105.124$ viene dada para un ángulo de ataque de $\alpha = 4.3^\circ$.

Teniendo en cuenta que la longitud total del alabe es de $R_t = 20.5 \text{ m}$, se divide en 5 partes iguales obteniéndose un incremento de $\Delta = \frac{R_t}{N_{disc}} = 4.1 \text{ m}$ para cada segmento analizado.

Primer segmento:

Para: $r_0 = 0$ $M_0 = 0$

$r_1 = 4.1 \text{ m}$ $c = 1.63 \text{ m}$

“Coeficiente de Solidez local”

$$\sigma = \frac{c \cdot N_{aspas}}{2 \cdot \pi \cdot r_1} = 0.19$$

Paso (1) Inicialice a y a' , típicamente $a = a' = 0$.

Paso (2) Calcule el ángulo del flujo ϕ usando la ecuación (2.49).

$$V_o = 6.8 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$V_{rot} = \omega[\text{rpm}] \cdot r_1 = 11.635 \text{ m/s}$$

$$\phi = \tan^{-1} \left(\frac{(1 - a) \cdot V_o}{(1 + a') \cdot \omega[\text{rpm}] \cdot r_1} \right) = 30.303^\circ$$

Paso (3) Calcule el ángulo de ataque local usando la ecuación (2.48).

$$\theta = \phi - \alpha = 26.003^\circ$$

Paso (4) Lea $C_l(\alpha)$ y $C_d(\alpha)$ de las graficas del perfil de flujo.

$\alpha = 4.3^\circ$ “Angulo de ataque”

$C_l = 0.83$ “Coeficiente de sustentación”

$C_d = 0.008$ “Coeficiente de resistencia”

Paso (5) Calcular C_n y C_t con las ecuaciones (2.54) y (2.55).

$$C_n = C_l \cos \phi + C_d \sin \phi = 0.721$$

$$C_t = C_l \sin \phi + C_d \cos \phi = 0.412$$

Paso (6) Calcule a y a' , a partir de las ecuaciones (2.65) y (2.66).

$$a = \frac{1}{\frac{4(\sin \phi)^2}{\sigma C_n} + 1} = 0.118$$

$$a' = \frac{1}{\frac{4 \sin \phi \cos \phi}{\sigma C_t} - 1} = 0.047$$

Paso (7) Si a y a' , han cambiado mas de una cierta tolerancia, vaya al paso (2) o terminar.

Paso (8) Calcule las cargas locales en el segmento de la pala.

$$V_{rel} = \sqrt{(V_o)^2 + (V_{rot})^2} = 13.477 \text{ m/s}$$

$$L = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_{rel}^2 \cdot c \cdot C_l = 150.502 \text{ N/m}$$

$$D = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_{rel}^2 \cdot c \cdot C_d = 1.451 \text{ N/m}$$

$$p_N = L \cos \phi + D \sin \phi = 135.678 \text{ N/m}$$

$$p_T = L \sin \phi - D \cos \phi = 65.15 \text{ N/m}$$

$$T_1 = N_{aspas} \cdot P_N \cdot r_1 = 1.699 \cdot 10^3 \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{m}}$$

$$M_1 = P_T \cdot r_1 = 267.116 \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{m}}$$

Segundo segmento:

Para:

$$r_2 = r_1 + \Delta = 8.2 \text{ m} \quad c = 1.42 \text{ m}$$

“Coeficiente de Solidez local”

$$\sigma = \frac{c \cdot N_{aspas}}{2 \cdot \pi \cdot r_1} = 0.083$$

Paso (1) Inicialice a y a' , típicamente $a = a' = 0$.

Paso (2) Calcule el ángulo del flujo ϕ usando la ecuación (2.49).

$$V_{rot} = \omega[\text{rpm}] \cdot r_2 = 23.271 \text{ m/s}$$

$$\phi = \tan^{-1} \left(\frac{(1 - a) \cdot V_o}{(1 + a') \cdot \omega[\text{rpm}] \cdot r_1} \right) = 16.289^\circ$$

Paso (3) Calcule el ángulo de ataque local usando la ecuación (2.48).

$$\theta = \phi - \alpha = 11.989^\circ$$

Paso (4) Lea $C_l(\alpha)$ y $C_d(\alpha)$ de las graficas del perfil de flujo.

$$\alpha = 4.3^\circ \quad \text{“Ángulo de ataque”}$$

$$C_l = 0.83 \quad \text{“Coeficiente de sustentación”}$$

$$C_d = 0.008 \quad \text{“Coeficiente de resistencia”}$$

Paso (5) Calcular C_n y C_t con las ecuaciones (2.54) y (2.55).

$$C_n = C_l \cos \phi + C_d \sin \phi = 0.799$$

$$C_t = C_l \sin \phi - C_d \cos \phi = 0.225$$

Paso (6) Calcule a y a' , a partir de las ecuaciones (2.65) y (2.66).

$$a = \frac{1}{\frac{4 (\sin \phi)^2}{\sigma C_n} + 1} = 0.173$$

$$a' = \frac{1}{\frac{4 \sin \phi \cos \phi}{\sigma C_t} - 1} = 0.018$$

Paso (7) Si a y a' , han cambiado mas de una cierta tolerancia, vaya al paso (2) o terminar.

Paso (8) Calcule las cargas locales en el segmento de la pala.

$$V_{rel} = \sqrt{(V_o)^2 + (V_{rot})^2} = 24.244 \text{ m/s}$$

$$L = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_{rel}^2 \cdot c \cdot C_l = 424.308 \text{ N/m}$$

$$D = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_{rel}^2 \cdot c \cdot C_d = 4.090 \text{ N/m}$$

$$p_N = L \cos \phi + D \sin \phi = 413.784 \text{ N/m}$$

$$p_T = L \sin \phi - D \cos \phi = 94.004 \text{ N/m}$$

$$T_2 = N_{aspas} \cdot P_N \cdot r_2 = 1.018 \cdot 10^4 \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{m}}$$

$$M_2 = P_T \cdot r_2 = 770.829 \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{m}}$$

Tercer segmento:

Para:

$$r_3 = r_2 + \Delta = 12.3 \text{ m} \quad c = 1.163 \text{ m}$$

“Coeficiente de Solidez local”

$$\sigma = \frac{c \cdot N_{aspas}}{2 \cdot \pi \cdot r_1} = 0.045$$

Paso (1) Inicialice a y a' , típicamente $a = a' = 0$.

Paso (2) Calcule el ángulo del flujo ϕ usando la ecuación (2.49).

$$V_{rot} = \omega[\text{rpm}] \cdot r_3 = 34.906 \text{ m/s}$$

$$\phi = \tan^{-1} \left(\frac{(1 - a) \cdot V_o}{(1 + a') \cdot \omega[\text{rpm}] \cdot r_1} \right) = 11.024^\circ$$

Paso (3) Calcule el ángulo de ataque local usando la ecuación (2.48).

$$\theta = \phi - \alpha = 6.724^\circ$$

Paso (4) Lea $C_l(\alpha)$ y $C_d(\alpha)$ de las graficas del perfil de flujo.

$$\alpha = 4.3^\circ \quad \text{“Angulo de ataque”}$$

$$C_l = 0.83 \quad \text{“Coeficiente de sustentación”}$$

$$C_d = 0.008 \quad \text{“Coeficiente de resistencia”}$$

Paso (5) Calcular C_n y C_t con las ecuaciones (2.54) y (2.55).

$$C_n = C_l \cos \phi + C_d \sin \phi = 0.816$$

$$C_t = C_l \sin \phi + C_d \cos \phi = 0.151$$

Paso (6) Calcule a y a' , a partir de las ecuaciones (2.65) y (2.66).

$$a = \frac{1}{\frac{4 (\sin \phi)^2}{\sigma C_n} + 1} = 0.201$$

$$a' = \frac{1}{\frac{4 \sin \phi \cos \phi}{\sigma C_t} - 1} = 0.009$$

Paso (7) Si a y a' , han cambiado mas de una cierta tolerancia, vaya al paso (2) o terminar.

Paso (8) Calcule las cargas locales en el segmento de la pala.

$$V_{rel} = \sqrt{(V_o)^2 + (V_{rot})^2} = 35.562 \text{ m/s}$$

$$L = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_{rel}^2 \cdot c \cdot C_l = 747.733 \text{ N/m}$$

$$D = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_{rel}^2 \cdot c \cdot C_d = 7.207 \text{ N/m}$$

$$p_N = L \cos \phi + D \sin \phi = 740.098 \text{ N/m}$$

$$p_T = L \sin \phi - D \cos \phi = 106.824 \text{ N/m}$$

$$T_3 = N_{aspas} \cdot P_N \cdot r_3 = 2.731 \cdot 10^4 \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{m}}$$

$$M_3 = P_T \cdot r_3 = 1.314 \cdot 10^3 \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{m}}$$

Cuarto segmento:

Para:

$$r_4 = r_3 + \Delta = 8.2 \text{ m} \quad c = 1.42 \text{ m}$$

“Coeficiente de Solidez local”

$$\sigma = \frac{c \cdot N_{aspas}}{2 \cdot \pi \cdot r_4} = 0.083$$

Paso (1) Inicialice a y a' , típicamente $a = a' = 0$.

Paso (2) Calcule el ángulo del flujo ϕ usando la ecuación (2.49).

$$V_{rot} = \omega[\text{rpm}] \cdot r_4 = 23.271 \text{ m/s}$$

$$\phi = \tan^{-1} \left(\frac{(1 - a) \cdot V_o}{(1 + a') \cdot \omega[\text{rpm}] \cdot r_4} \right) = 16.289^\circ$$

Paso (3) Calcule el ángulo de ataque local usando la ecuación (2.48).

$$\theta = \phi - \alpha = 4.012^\circ$$

Paso (4) Lea $C_l(\alpha)$ y $C_d(\alpha)$ de las graficas del perfil de flujo.

$$\alpha = 4.3^\circ \quad \text{“Angulo de ataque”}$$

$$C_l = 0.83 \quad \text{“Coeficiente de sustentación”}$$

$$C_d = 0.008 \quad \text{“Coeficiente de resistencia”}$$

Paso (5) Calcular C_n y C_t con las ecuaciones (2.54) y (2.55).

$$C_n = C_l \cos \phi + C_d \sin \phi = 0.822$$

$$C_t = C_l \sin \phi + C_d \cos \phi = 0.112$$

Paso (6) Calcule a y a' , a partir de las ecuaciones (2.65) y (2.66).

$$a = \frac{1}{\frac{4 (\sin \phi)^2}{\sigma C_n} + 1} = 0.201$$

$$a' = \frac{1}{\frac{4 \sin \phi \cos \phi}{\sigma C_t} - 1} = 0.005$$

Paso (7) Si a y a' , han cambiado mas de una cierta tolerancia, vaya al paso (2) o terminar.

Paso (8) Calcule las cargas locales en el segmento de la pala.

$$V_{rel} = \sqrt{(V_o)^2 + (V_{rot})^2} = 47.036 \text{ m/s}$$

$$L = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_{rel}^2 \cdot c \cdot C_l = 990.87 \text{ N/m}$$

$$D = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_{rel}^2 \cdot c \cdot C_d = 9.551 \text{ N/m}$$

$$p_N = L \cos \phi + D \sin \phi = 985.362 \text{ N/m}$$

$$p_T = L \sin \phi - D \cos \phi = 104.768 \text{ N/m}$$

$$T_4 = N_{aspas} \cdot P_N \cdot r_4 = 4.848 \cdot 10^4 \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{m}}$$

$$M_4 = P_T \cdot r_4 = 1.718 \cdot 10^3 \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{m}}$$

Quinto segmento:

Para:

$$r_5 = r_4 + \Delta = 20.5 \text{ m} \quad c = 0.265 \text{ m}$$

“Coeficiente de Solidez local”

$$\sigma = \frac{c \cdot N_{aspas}}{2 \cdot \pi \cdot r_1} = 0.006$$

Paso (1) Inicialice a y a' , típicamente $a = a' = 0$.

Paso (2) Calcule el ángulo del flujo ϕ usando la ecuación (2.49).

$$V_{rot} = \omega[\text{rpm}] \cdot r_2 = 58.177 \text{ m/s}$$

$$\phi = \tan^{-1} \left(\frac{(1-a) \cdot V_o}{(1+a') \cdot \omega[\text{rpm}] \cdot r_1} \right) = 6.667^\circ$$

Paso (3) Calcule el ángulo de ataque local usando la ecuación (2.48).

$$\theta = \phi - \alpha = 2.367^\circ$$

Paso (4) Lea $C_l(\alpha)$ y $C_d(\alpha)$ de las graficas del perfil de flujo.

$$\alpha = 4.3^\circ \quad \text{“Ángulo de ataque”}$$

$$C_l = 0.83 \quad \text{“Coeficiente de sustentación”}$$

$$C_d = 0.008 \quad \text{“Coeficiente de resistencia”}$$

Paso (5) Calcular C_n y C_t con las ecuaciones (2.54) y (2.55).

$$C_n = C_l \cos \phi + C_d \sin \phi = 0.825$$

$$C_t = C_l \sin \phi + C_d \cos \phi = 0.088$$

Paso (6) Calcule a y a' , a partir de las ecuaciones (2.65) y (2.66).

$$a = \frac{1}{\frac{4(\sin \phi)^2}{\sigma C_n} + 1} = 0.086$$

$$a' = \frac{1}{\frac{4 \sin \phi \cos \phi}{\sigma C_t} - 1} = 0.001$$

Paso (7) Si a y a' , han cambiado mas de una cierta tolerancia, vaya al paso (2) o terminar.

Paso (8) Calcule las cargas locales en el segmento de la pala.

$$V_{rel} = \sqrt{(V_o)^2 + (V_{rot})^2} = 58.573 \text{ m/s}$$

$$L = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_{rel}^2 \cdot c \cdot C_l = 462.197 \text{ N/m}$$

$$D = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_{rel}^2 \cdot c \cdot C_d = 4.455 \text{ N/m}$$

$$p_N = L \cos \phi + D \sin \phi = 460.062 \text{ N/m}$$

$$p_T = L \sin \phi - D \cos \phi = 44.594 \text{ N/m}$$

$$T_5 = N_{aspas} \cdot P_N \cdot r_5 = 2.829 \cdot 10^4 \frac{N \cdot m}{m}$$

$$M_5 = P_T \cdot r_5 = 914.167 \frac{N \cdot m}{m}$$

En resumen, obtenemos para cada segmento de pala un momento torsor el cual graficamos y aplicando las ecuaciones (2.72) y (2.45) podemos obtener el par total y la potencia total como se muestra a continuación:

$$r_i = \begin{bmatrix} r_1 \\ r_2 \\ r_3 \\ r_4 \\ r_5 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 4.1 \\ 8.2 \\ 12.3 \\ 16.4 \\ 20.5 \end{bmatrix} m$$

$$M_i = \begin{bmatrix} M_1 \\ M_2 \\ M_3 \\ M_4 \\ M_5 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 267.116 \\ 770.829 \\ 1.314 \cdot 10^3 \\ 1.718 \cdot 10^3 \\ 914.167 \end{bmatrix} \frac{N \cdot m}{m}$$

$$\lambda = \frac{\omega[\text{rpm}] \cdot R}{V_0} = 8.55$$

“TSR: Tip Speed ratio”

$$M_{tot} = \sum_{i=1}^5 \frac{1}{2} (M_i^{(i)} + M_i^{(1+i)}) \cdot \Delta \cdot N_{aspas} = 5.568 \cdot 10^4 \text{ N} \cdot m$$

“Par Total en el eje”

$$P = \omega[\text{rpm}] \cdot M_{tot} = 1.58 \cdot 10^5 \text{ W} = 0.158 \text{ MW}$$

“Potencia Total”

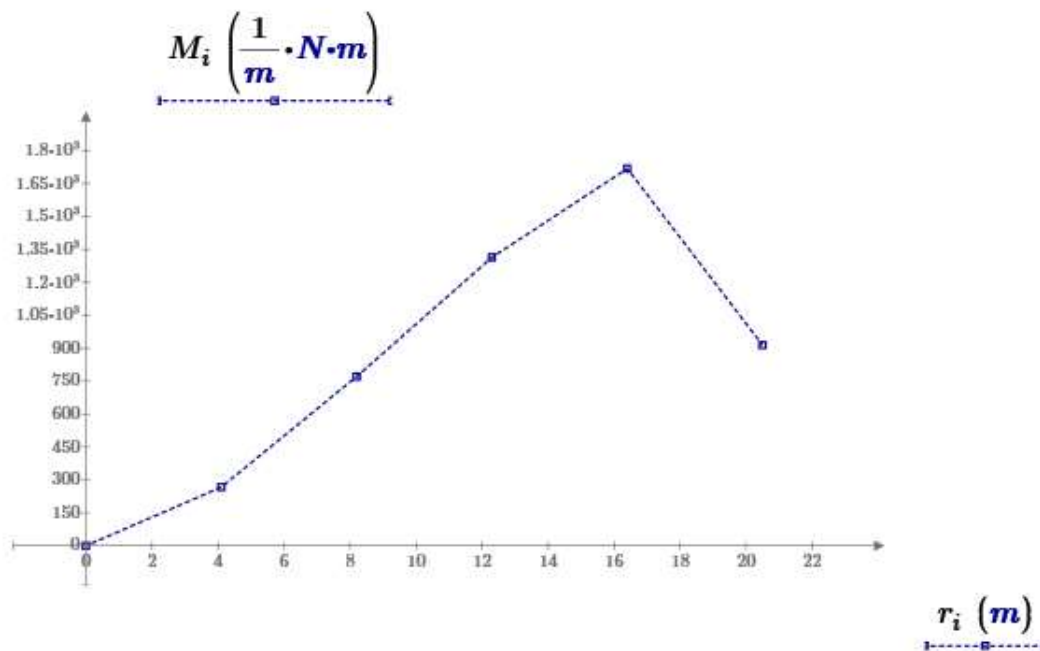


Figura 2.18. Par en el eje como función del radio de la pala.

3. Caracterización teórica y diseño de varias turbinas tipo.

Para la caracterización de las turbinas en estudio es importante conocer variables como: Velocidad rotacional de la turbina (ω en “rpm”), Tip Speed Ratio (λ), Par mecánico (M en “Nm”), Potencia (P en “W”), Coeficiente de potencia (C_P), las cuales se obtienen para un Caudal (Q en m^3/s) determinado que circula por el emplazamiento y como función de los parámetros geométricos de las mismas.

Se diseñan tres turbinas tipos utilizando diferentes perfiles aerodinámicos obteniendo sus resultados teóricos de los modelos creados con el programa QBlade v0.96, para luego evaluar su funcionamiento en el canal de laboratorio.

3.1.1 Diseño de la turbina no.1: MODELO_NACA 0020

Para el diseño de la turbina no.1: MODELO_NACA 0020 hemos seleccionado como perfil aerodinámico el NACA 0020, ver Figura 2.20, que, de acuerdo a la definición para un perfil de 4 dígitos, el primer dígito del perfil da el máximo de la “curvatura media” (max. camber) en porcentaje de cuerda. El segundo dígito representa la localización del “camber” máximo en la décima de cuerda y los últimos dos dígitos otorgan el máximo grosor en porcentaje de la cuerda. En este caso es 0% de la longitud de cuerda, 0% de la longitud de la cuerda medido desde el borde de ataque y el máximo grosor es del 20% de la longitud de cuerda, ver Figura 2.19, donde se describen los elementos de la geometría de un perfil aerodinámico. Cabe mencionar que el máximo espesor de un perfil aerodinámico simétrico de 4 dígitos se ubica por defecto al 30% de la cuerda medido desde el borde de ataque. En la Tabla 2.1 se resumen las especificaciones del rotor diseñado con el programa QBlade v0.96.

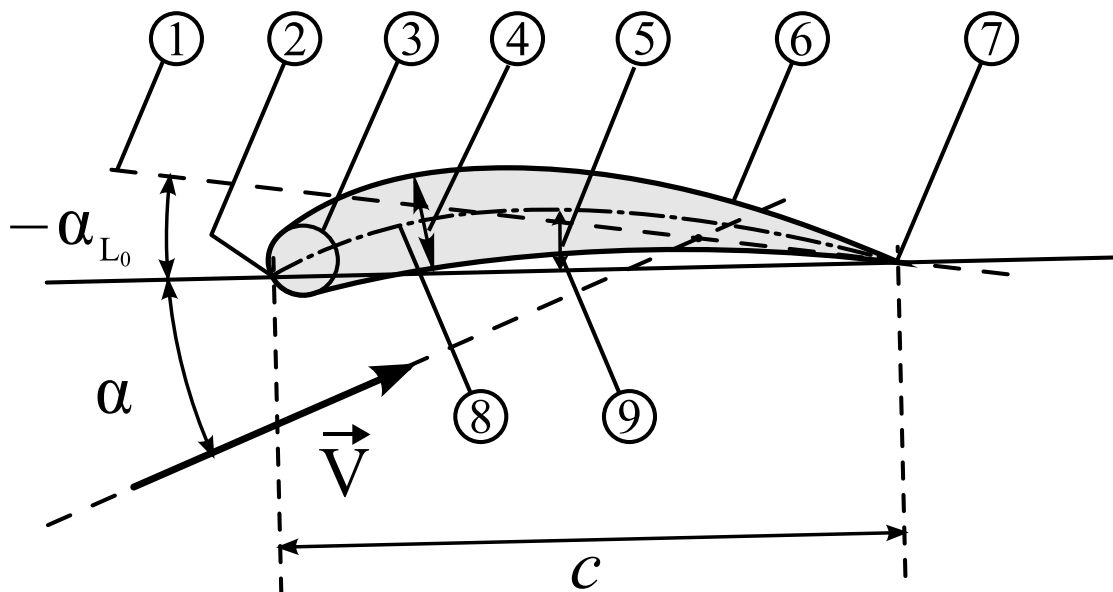


Figura 2.19. Descripción de la Geometría de un perfil aerodinámico- 1: Zero-lift line; 2: Leading edge; 3: Nose circle; 4: Max. thickness; 5: Camber; 6: Upper surface; 7: Trailing edge; 8: Camber mean-line; 9: Lower surface [8].

Para el diseño y simulación de la turbina con el programa QBlade v0.96 procedemos con los siguientes pasos:

- 1- Seleccionamos el módulo “**Airfoil Design**”, icono:  y cargamos un perfil aerodinámico, en este caso el NACA 0020.

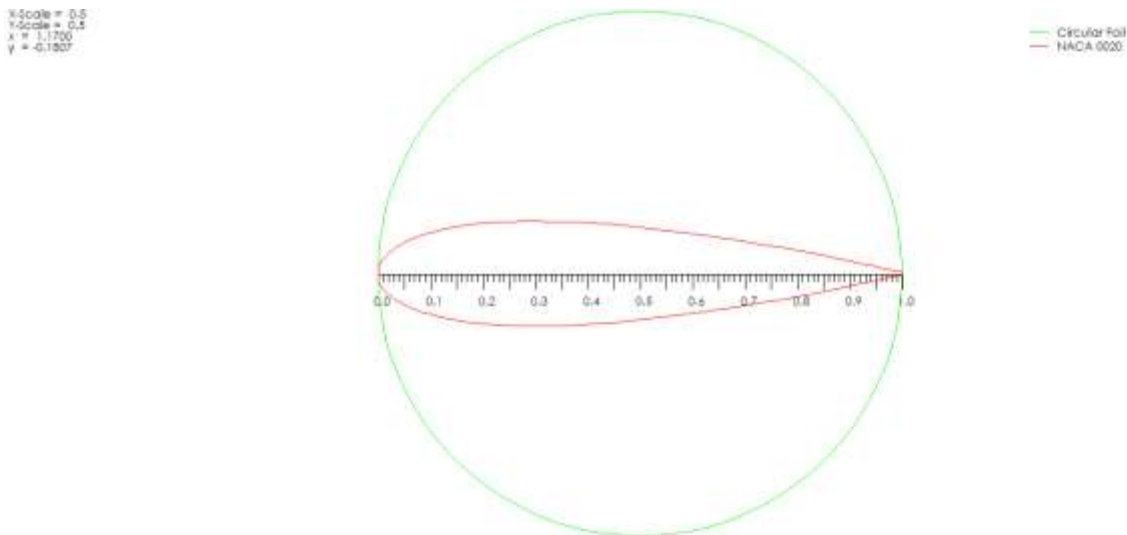



Figura 2.20. Perfil aerodinámico "AirFoil" NACA 0020.

- 2- Seleccionamos el módulo “**XFOIL Direct Analysis**”, icono: , damos click en “**New Polar**”, Definimos el Análisis, introduciendo parámetros como: El número de Reynolds=100000, número de Mach=0 y NCrit=9, “**OK**” para guardar y damos click en “**Analyze**” y obtendremos las gráficas que se presentan a continuación.

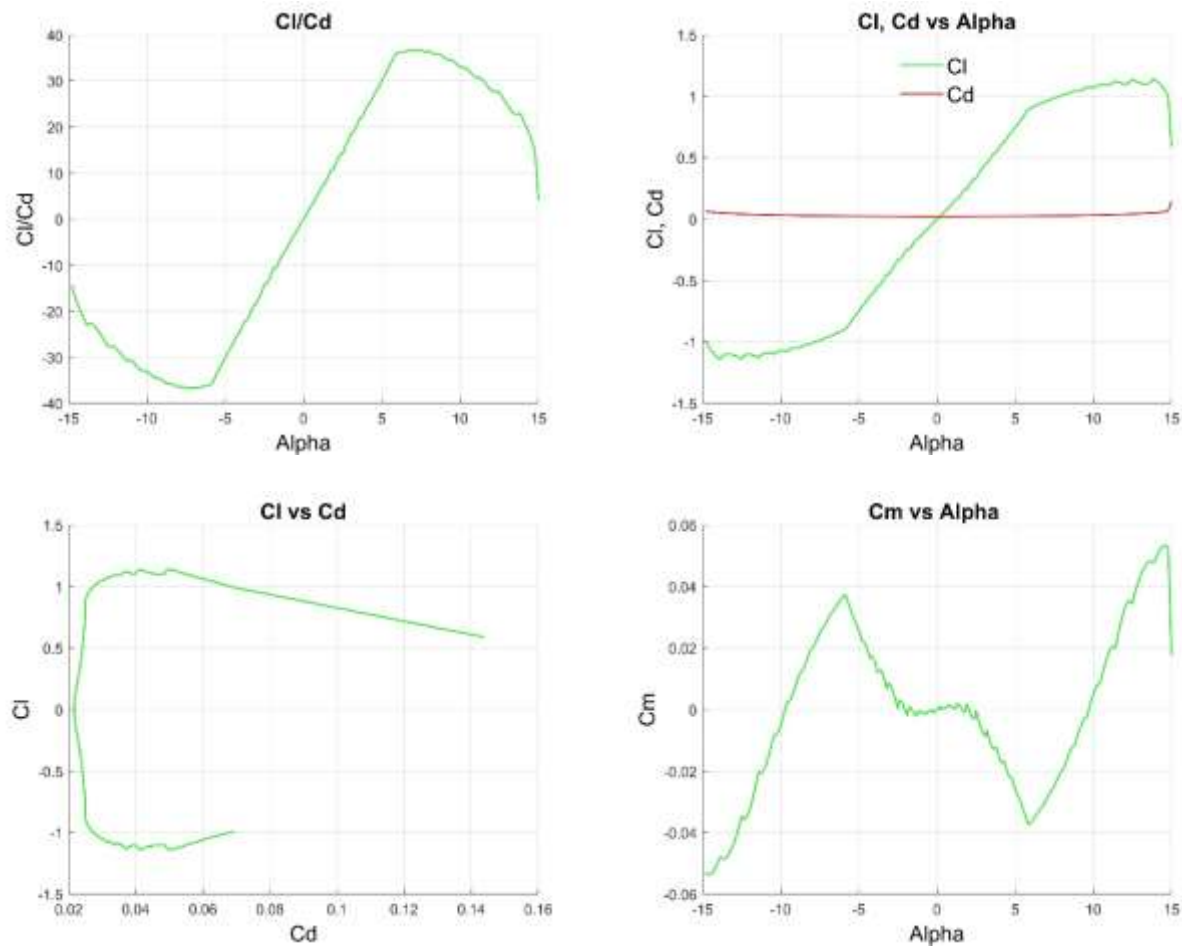



Figura 2.21. Coeficientes de sustentación Cl , resistencia Cd y Cm en función de α para el perfil aerodinámico NACA 0020.

En la Figura 2.21 se presentan los diferentes gráficos de los coeficientes sustentación “ Cl ” y resistencia “ Cd ” en función del ángulo de ataque “ α ”. En el gráfico que relaciona Cl/Cd vs α se ve que la máxima relación $Cl/Cd = 36.81$ está dada para un ángulo $\alpha = 7.4^\circ$.



- 3- Seleccionamos el módulo de “**Extrapolación Polar**”, icono: , seleccionamos la opción “**Montgomery**” y presionamos: crear nuevo 360 polar, configurar las polares iniciales a través del valor C_{D90} , ajustar con los controles deslizantes A +- y B+- y presione guardar 360 Polar, por último, hacemos clic en “**360 Polar**” y generamos un “**Circular Foil**”.

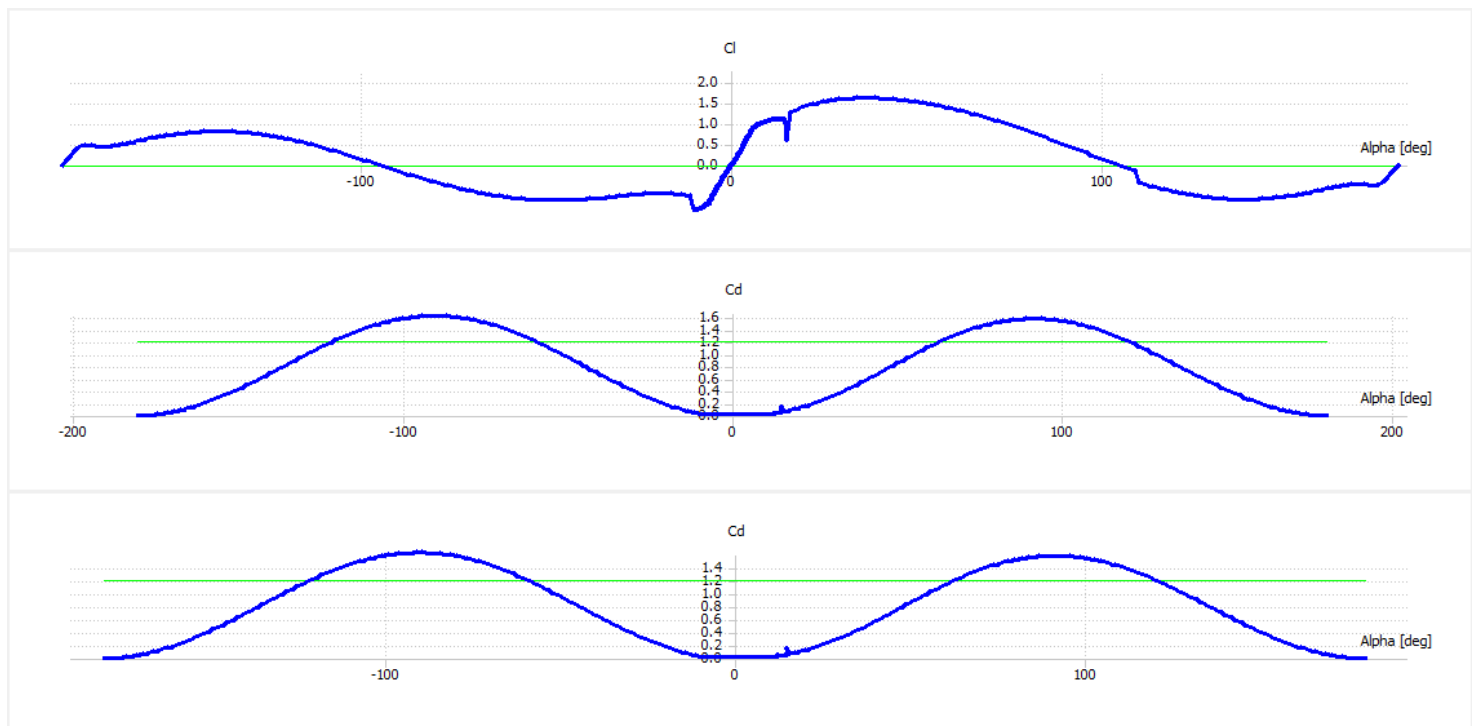



Figura 2.22. Extrapolación polar para el perfil aerodinámico NACA 0020.



- 4- Seleccionamos el submódulo: “**HAWT Rotor Blade Desing**”, icono: , presionamos “**New Blade**”, introducimos los datos de la pala a través de la tabulación (ver Figura 2.23) y configuramos la geometría de la pala usando las opciones: “**Scale**” Escalar” y “**Optimize**” Optimizar. Como podemos ver en la Figura 2.23, se optimiza la cuerda (**Chord**) y el retorcimiento de la pala (**Twist**) para cada posición de la discretización.

	Pos (m)	Chord (m)	Twist	Foil	Polar
1	0	0.013	24.6054	Circular Foil	CD = 1.2 360 Polar
2	0.01	0.013	19.1651	Circular Foil	CD = 1.2 360 Polar
3	0.02	0.0406022	7.81986	NACA 0020	T1_Re0.100_M0.00_N9.0 360 M
4	0.03	0.0355056	4.85382	NACA 0020	T1_Re0.100_M0.00_N9.0 360 M
5	0.04	0.0314876	2.55402	NACA 0020	T1_Re0.100_M0.00_N9.0 360 M
6	0.05	0.028254	0.724111	NACA 0020	T1_Re0.100_M0.00_N9.0 360 M
7	0.06	0.0256034	-0.763757	NACA 0020	T1_Re0.100_M0.00_N9.0 360 M
8	0.07	0.0233956	-1.99573	NACA 0020	T1_Re0.100_M0.00_N9.0 360 M
9	0.08	0.0215306	-3.03171	NACA 0020	T1_Re0.100_M0.00_N9.0 360 M
10	0.09	0.0199358	-3.91447	NACA 0020	T1_Re0.100_M0.00_N9.0 360 M
11	0.1	0.0185574	-4.67533	NACA 0020	T1_Re0.100_M0.00_N9.0 360 M
12	0.11	0.0173549	-5.33768	NACA 0020	T1_Re0.100_M0.00_N9.0 360 M

Figura 2.23. Datos de la geometría de la pala diseñada para el perfil aerodinámico NACA 0020.

Optimize HAWT Blade Geometry

Optimize for Tip Speed Ratio: 2.8 From Position: 1 to Position: 12

Opt Twist:

- ☐ None
- ☒ Opt Lift/Drag + - 7.4 deg
- ☐ Stall at Tip Speed Ratio 0 deg
- ☐ Linear T at Pos 1 0 deg
- T at Pos 2 0 deg

Opt Chord:

- ☐ None
- ☐ Schmitz
- ☒ Betz
- ☐ Linear C at Pos 1 0.001 m
- C at Pos 2 0 m

Optimize

Done

Figura 2.24. Optimización de la geometría para el perfil aerodinámico NACA 0020.

Como podemos ver en la Figura 2.24 optimizamos nuestra pala para un TSR (λ) de 2.8 y un ángulo de ataque $\alpha = 7.4^\circ$ el cual da la relación optima de $L/D = 36.809$.

En la Figura 2.25 se visualizan las palas diseñadas con el programa QBlade v0.96.

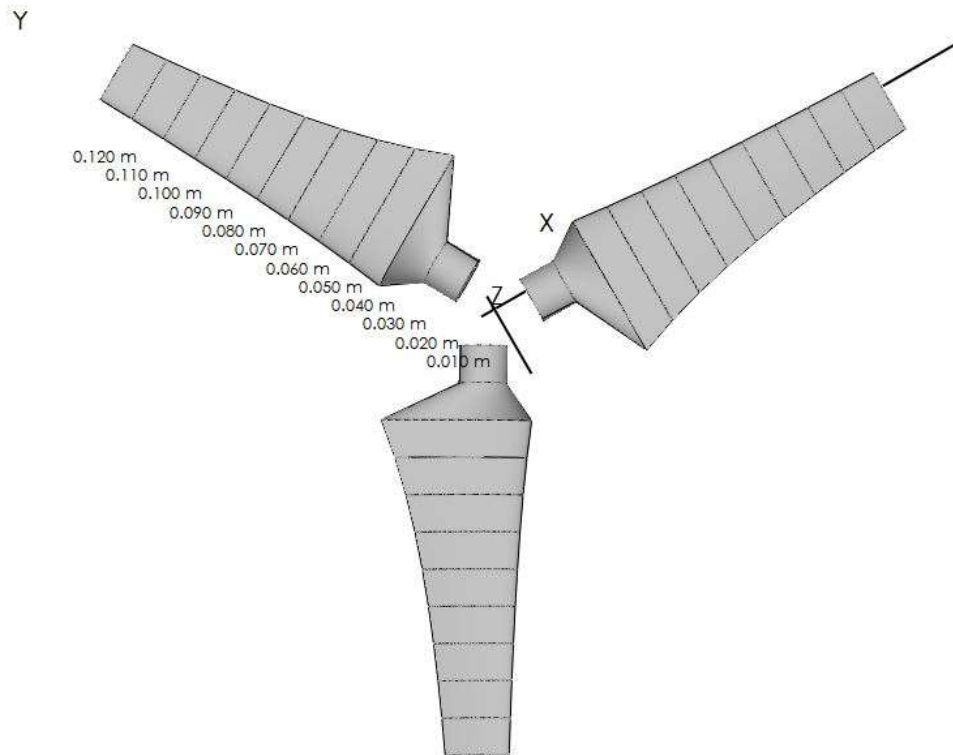



Figura 2.25. Visualización de las palas diseñadas con el programa QBlade v0.96.

5- Seleccionamos el submódulo: **“BEM Simulation”**, icono: , presionamos **“Define Rotor Simulation”**, ingresamos los parametros de Rho (densidad, ρ) y viscosidad (ν) y las correcciones deseadas. Seleccionamos las configuraciones de analisis según se muestra en el cuadro de grupo de la esquina superior en la Figura 2.27, ingresamos los parametros de configuracion del analisis como son: Intervalo de la relacion de velocidad de punta (TSR), incremento de TSR, y velocidad del flujo, presionamos **“Start Simulation”** y exploramos los datos de simulación creados cambiando las diferentes variables como pueden ser: TSR, C_p , Thrust, ect.

Define BEM Parameters

Simulation Name
Blade Simulation_NACA_0020

Corrections

- ☒ Prandtl Tip Loss
- ☐ New Tip Loss
- ☒ Prandtl Root Loss
- ☐ New Root Loss
- ☒ 3D Correction
- ☒ Reynolds Drag Correction
- ☒ Foil Interpolation

Variables

10	Discretize Blade into N Elements
0.001	Max Epsilon for Convergence
1000	Max Number of Iterations
0.35	Relax. Factor
1000	Rho
0.001	Viscosity

Create

Figura 2.26. Definición de los parámetros de simulación para el método BEM.

HAWT Simulation Parameters

Simulation Parameters

<input checked="" type="checkbox"/> Tip Loss	Rho	1000.0000
<input type="checkbox"/> New Tip	Viscosity	1.000000000
<input checked="" type="checkbox"/> Root Loss	Elements	10
<input type="checkbox"/> New Root	max Iteration	1000
<input checked="" type="checkbox"/> 3D Corre	Epsilon	0.0010
<input checked="" type="checkbox"/> Reynold	Relax Factor	0.3
<input checked="" type="checkbox"/> Foil Inter		

Analysis Settings

Define Simulation Delete Simulation

Tip Speed Ratio Start:

Tip Speed Ratio End:

Tip Speed Ratio Delta:

@ Wind Speed of: =


Start Simulation

Figura 2.27. Cuadro de configuración del rango de TSR, incremento de TSR y velocidad del flujo.

En la Figura 2.26 se definen los parámetros de simulación como son $\rho = 1000 \text{ Kg/m}^3$ y $\nu = 1.0 \times 10^{-3} \text{ N} \cdot \text{s/m}^2$, número de discretización, máximo número de iteración, máximo epsilon para convergencia y las correcciones utilizadas mientras que en la Figura 2.27 se configura el análisis para un rango de la relación de velocidad de punta (TSR) del 1 al 7, un incremento de 0.5 y velocidad del flujo igual a 0.40 m/s.

6- Por último seleccionamos el submódulo de “**Simulación BEM de parámetros**



múltiples”, icono:  en el cual podemos definir la simulación para múltiples parámetros como son la velocidad del flujo V (m/s), la velocidad rotacional ω (rpm) y el ángulo Pitch ($^\circ$) (ver Figura 2.28).

Analysis Settings

Define Simulation Delete Simulation

Wind Speed Range

Start = 0.1 m/s ☐ Fix

End = 1 m/s

Delta = 0.05 m/s

Rotational Speed Range

Start = 1 1/min ☐ Fix

End = 261 1/min

Delta = 10 1/min

Pitch Range

Start = -20 deg ☐ Fix

End = 20 deg

Delta = 1 deg

Figura 2.28. Cuadro de configuración para un análisis multiparámetros.

Como resultado de la simulación multiparámetros obtenemos las siguientes graficas:

En la Figura 2.29 se muestra la relación existente entre el coeficiente de potencia “ C_P ” y el “TSR”, en la cual se ve que el “ C_P ” máximo = 0.3786 corresponde a un “TSR” de 3.49 mientras que en la Figura 2.30 se ve que para ese mismo “TSR” corresponde un Torque de 0.0471 Nm, por último, se muestra la Figura 2.31 en la cual se relaciona la potencia total obtenida “P[W]” en función del coeficiente de potencia “ C_P ”.

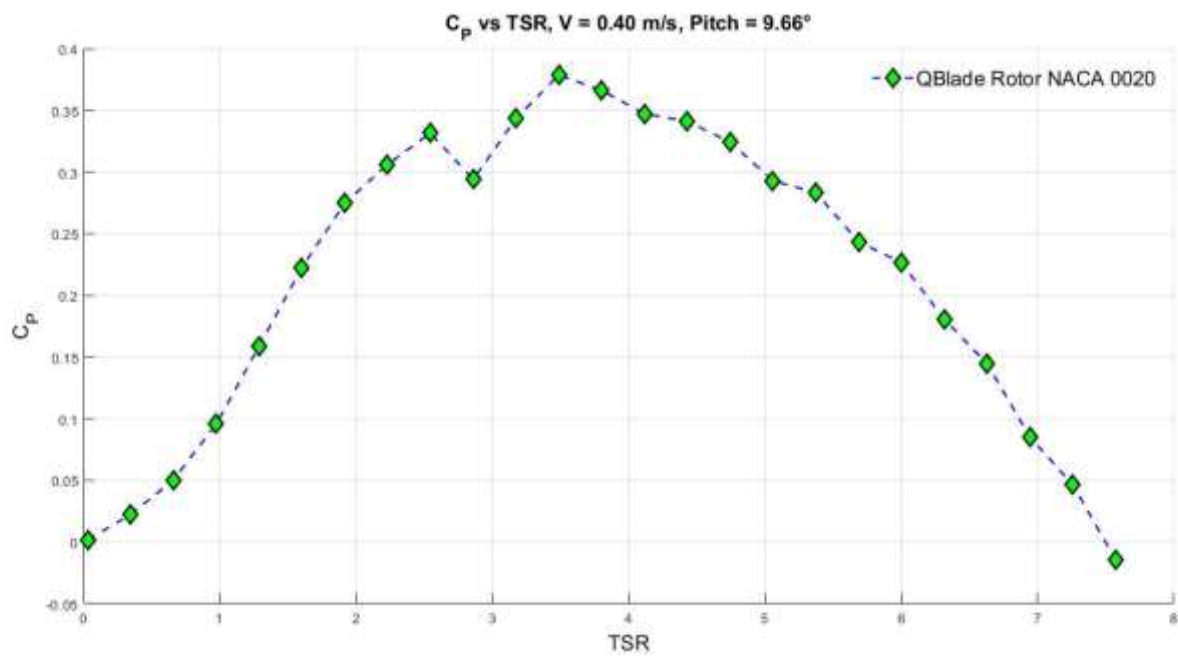


Figura 2.29. Coeficiente de potencia " C_p " en función de la relación de velocidad de punta "TSR" para el rotor NACA 0020.

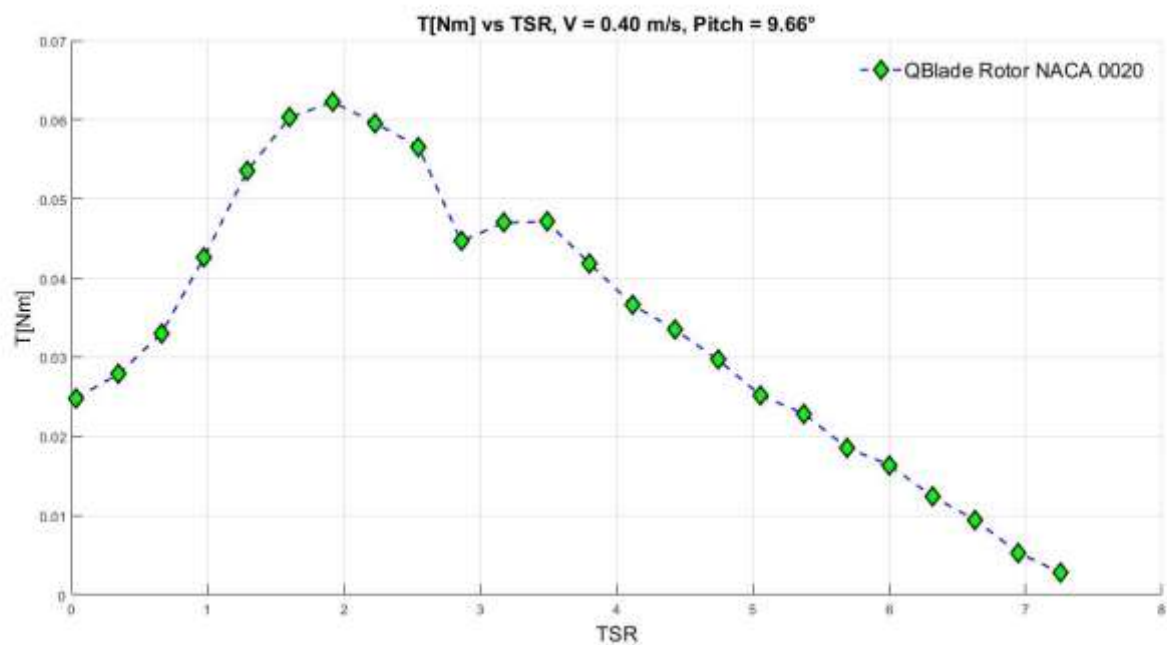


Figura 2.30. Torque " T " en el eje en función de la relación de velocidad de punta "TSR" para el rotor NACA 0020.

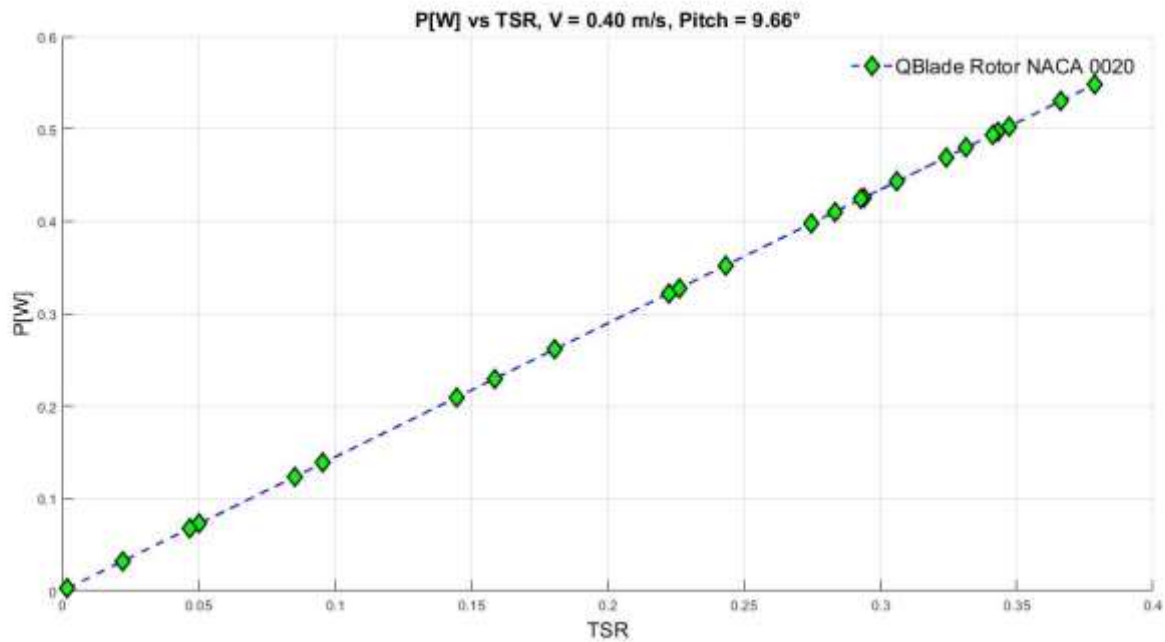


Figura 2.31. Potencia " $P[W]$ " en el eje en función del coeficiente de potencia " C_P " para el rotor NACA 0020.

En la Tabla 2.4 se resumen las especificaciones más importantes del rotor diseñado con el programa QBlade v0.96.

Tabla 2.4. Resumen de las especificaciones del rotor Modelo NACA 0020.

	Eje (Hub)	Mitad (Mid)	Punta (Tip)
Radio $r[m]$	0.03	0.06	0.12
Cuerda $[m]$	0.0406	0.0282	0.0173
Angulo de la pala $[^\circ]$	7.819	0.724	-5.337
Solidez	0.646	0.224	0.069
Numero de palas	3		
Perfil aerodinámico	NACA 0020		

De igual manera se procede con el diseño de la turbina no.2: MODELO_NACA 4415 y no.3: MODELO_SG 6043.

3.1.2 Diseño de la turbina no.2: MODELO_NACA 4412

Para el diseño de la turbina no.2: MODELO_NACA 4412 hemos seleccionado como perfil aerodinámico el NACA 4412, ver Figura 2.32, que de acuerdo a la definición para un perfil de 4 dígitos el camber máximo es 4% de la longitud de cuerda, la localización del camber máximo en la décima de cuerda es 40% de la longitud de la cuerda medido desde el borde de ataque y el máximo grosor es del 12% de longitud de cuerda @30%C.

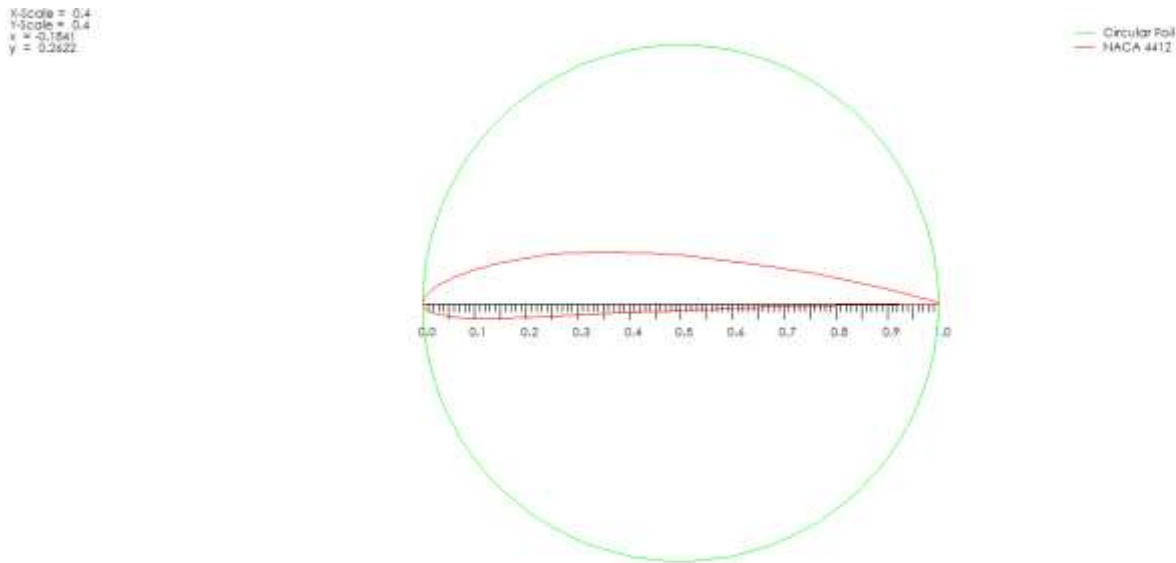


Figura 2.32. Perfil aerodinámico "AirFoil" NACA 4412.

	Pos (m)	Chord (m)	Twist	Foil	Polar
1	0.01	0.013	33.0603	Circular Foil	CD = 1.2 360 Polar
2	0.02	0.013	26.8377	Circular Foil	CD = 1.2 360 Polar
3	0.03	0.05	6.06272	NACA 4412	T1_Re0.100_M0.00_N9.0 360 M
4	0.04	0.0447728	2.33086	NACA 4412	T1_Re0.100_M0.00_N9.0 360 M
5	0.05	0.0401603	-0.642651	NACA 4412	T1_Re0.100_M0.00_N9.0 360 M
6	0.06	0.036	-3.05556	NACA 4412	T1_Re0.100_M0.00_N9.0 360 M
7	0.07	0.0331347	-5.04618	NACA 4412	T1_Re0.100_M0.00_N9.0 360 M
8	0.08	0.0304226	-6.71267	NACA 4412	T1_Re0.100_M0.00_N9.0 360 M
9	0.09	0.0281022	-8.12599	NACA 4412	T1_Re0.100_M0.00_N9.0 360 M
10	0.1	0.026098	-9.33838	NACA 4412	T1_Re0.100_M0.00_N9.0 360 M
11	0.11	0.0243519	-10.389	NACA 4412	T1_Re0.100_M0.00_N9.0 360 M
12	0.12	0.0228184	-11.3075	NACA 4412	T1_Re0.100_M0.00_N9.0 360 M

Figura 2.33. Datos de la geometría de la pala diseñada para el perfil aerodinámico NACA 4412.

En la Figura 2.33 se muestran los datos de la geometría de la pala diseñada para el perfil aerodinámico NACA 4412 en el programa QBlade v0.96 mientras que en la Tabla 2.5 se resumen las especificaciones del rotor diseñado, por último, en la Figura 2.34 se muestran imágenes del rotor diseñado en el programa QBlade y el rotor de forma física.

Tabla 2.5. Resumen de las especificaciones del rotor Modelo NACA 4412.

	Eje (Hub)	Mitad (Mid)	Punta (Tip)
Radio r[m]	0.03	0.06	0.12
Cuerda [m]	0.05	0.036	0.0228
Angulo de la pala [°]	6.063	-3.055	-11.307
Solidez	0.796	0.286	0.091
Numero de palas	3		
Perfil aerodinámico	NACA 4412		

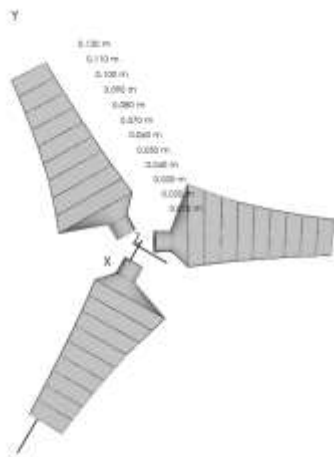


Figura 2.34. Ilustración del rotor modelo NACA 4412 en QBlade y de forma física.

3.1.3 Diseño de la turbina no.3: MODELO_ SG 6043

Para el diseño de la turbina no.3: MODELO_SG 6043 hemos seleccionado como perfil aerodinámico el SG 6043, diseñado por [9] específicamente para aerogeneradores pequeños de eje horizontal (ver Figura 2.35), que de acuerdo a su definición el camber máximo es 5.1% de la longitud de cuerda, la localización del camber máximo en la décima de cuerda es 53.3% de la longitud de la cuerda medido desde el borde de ataque y el máximo grosor es del 10% de longitud de cuerda @ 32.1%C.

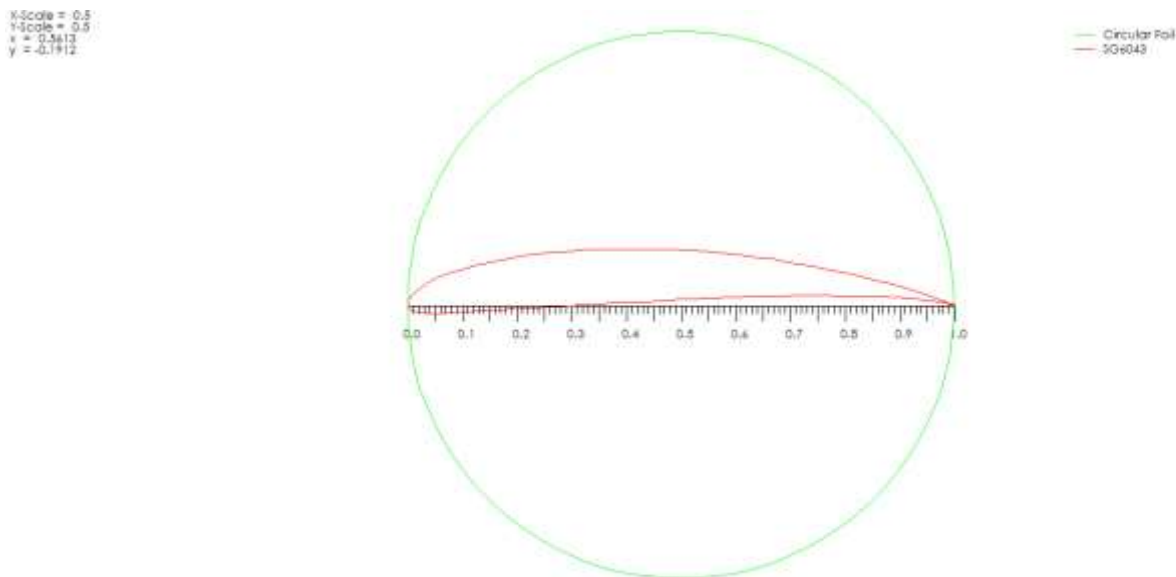


Figura 2.35. Perfil aerodinámico "AirFoil" SG 6043.

En la Figura 2.36 se muestran los datos de la geometría de la pala diseñada en el programa QBlade v0.96 para el perfil aerodinámico SG 6043 mientras que en la Tabla 2.6 se resumen las especificaciones del rotor diseñado, por último, en la Figura 2.37 se muestran el rotor diseñado en QBlade y de forma física.

	Pos (m)	Chord (m)	Twist	Foil	Polar
1	0.01	0.013	56.5349	Circular Foil	CD = 1.2 360 Polar
2	0.02	0.013	38.1	Circular Foil	CD = 1.2 360 Polar
3	0.03	0.039	10.7901	SG6043	T1_Re0.100_M0.00_N9.0 360 M
4	0.04	0.032	3.66505	SG6043	T1_Re0.100_M0.00_N9.0 360 M
5	0.05	0.0262095	-1.09859	SG6043	T1_Re0.100_M0.00_N9.0 360 M
6	0.06	0.0223166	-4.46505	SG6043	T1_Re0.100_M0.00_N9.0 360 M
7	0.07	0.0193874	-6.9546	SG6043	T1_Re0.100_M0.00_N9.0 360 M
8	0.08	0.017116	-8.86376	SG6043	T1_Re0.100_M0.00_N9.0 360 M
9	0.09	0.015309	-10.3712	SG6043	T1_Re0.100_M0.00_N9.0 360 M
10	0.1	0.0138401	-11.5901	SG6043	T1_Re0.100_M0.00_N9.0 360 M
11	0.11	0.0126242	-12.5952	SG6043	T1_Re0.100_M0.00_N9.0 360 M
12	0.12	0.0116018	-13.4377	SG6043	T1_Re0.100_M0.00_N9.0 360 M

Figura 2.36. Datos de la geometría de la pala diseñada para el perfil aerodinámico SG 6043.

Tabla 2.6. Resumen de las especificaciones del rotor Modelo SG 6043.

	Eje (Hub)	Mitad (Mid)	Punta (Tip)
Radio r[m]	0.03	0.06	0.12
Cuerda [m]	0.039	0.0223	0.0116
Angulo de la pala [°]	10.790	-4.465	-13.438
Solidez	0.621	0.177	0.046
Numero de palas	3		
Perfil aerodinámico	SG 6043		

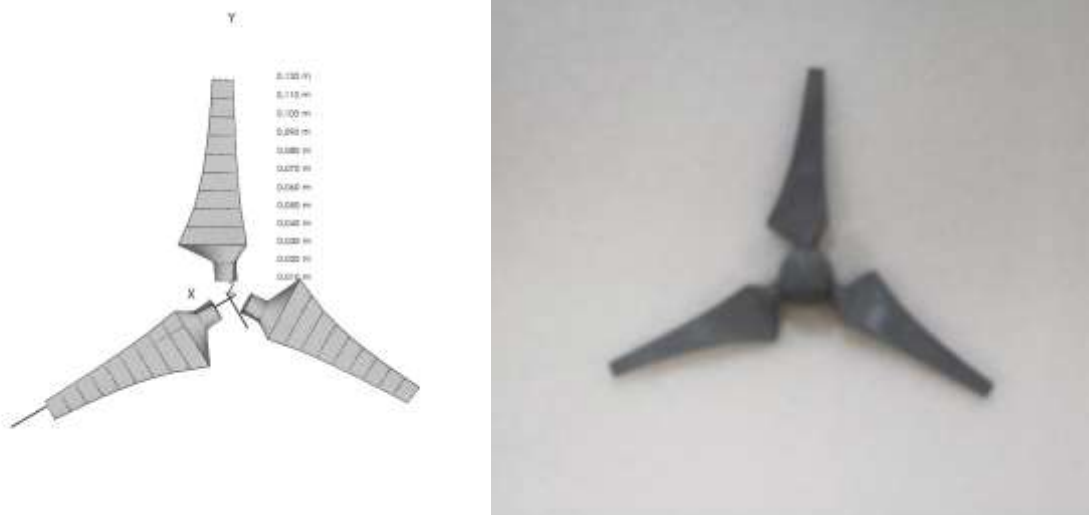


Figura 2.37. Ilustración del rotor Modelo SG 6043 en QBlade y de forma física.

A continuación, se adjuntan los gráficos más representativos del análisis polar como son los coeficientes de sustentación “**Cl**”, coeficiente de resistencia “**Cd**”, coeficiente de momento “**Cm**” y la relación “**Cl/Cd**” en función del ángulo de ataque “**Alpha**” para los diferentes perfiles aerodinámicos utilizados. En la Tabla 2.7 se resumen los ángulos de pérdida que se alcanzan en los perfiles utilizados y la máxima relación “**Cl/Cd**” para **Re = 100000**.

Tabla 2.7. Ángulos de pérdidas de los perfiles aerodinámicos para $Re = 100000$.

	$\alpha_{stall}(^{\circ})$	Máx. Cl/Cd
NACA 0020	7.4	36.809
NACA 4412	8.7	55.036
SG 6043	6.9	66.661

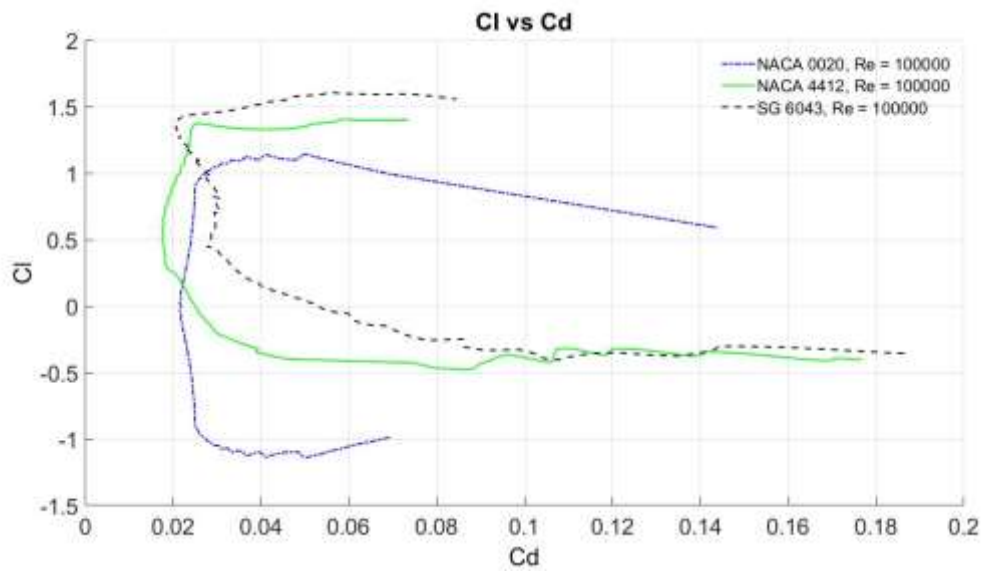


Figura 2.38. Coeficiente de sustentación " C_l " vs coeficiente de resistencia " C_d " para los perfiles aerodinámicos utilizados.

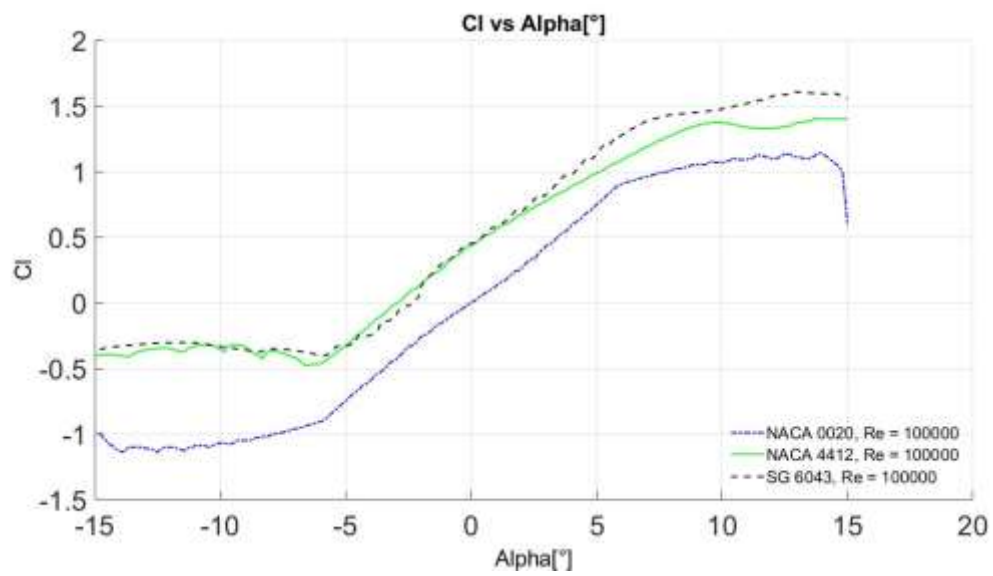


Figura 2.39. Coeficiente de sustentación en función del ángulo de ataque " α " para $Re=100000$.

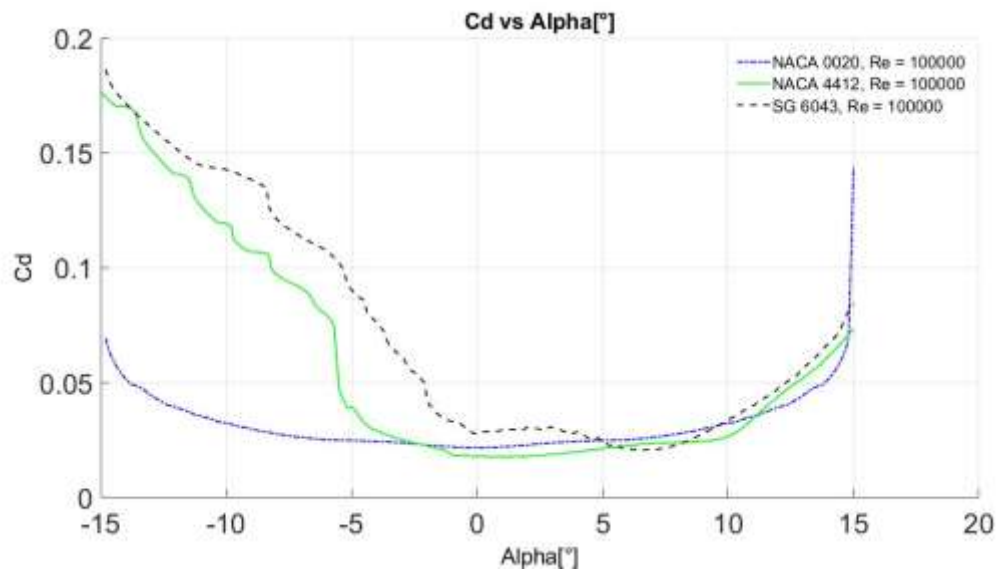


Figura 2.40. Coeficiente de resistencia " C_d " en función del ángulo de ataque " α " para $Re = 100,000$.

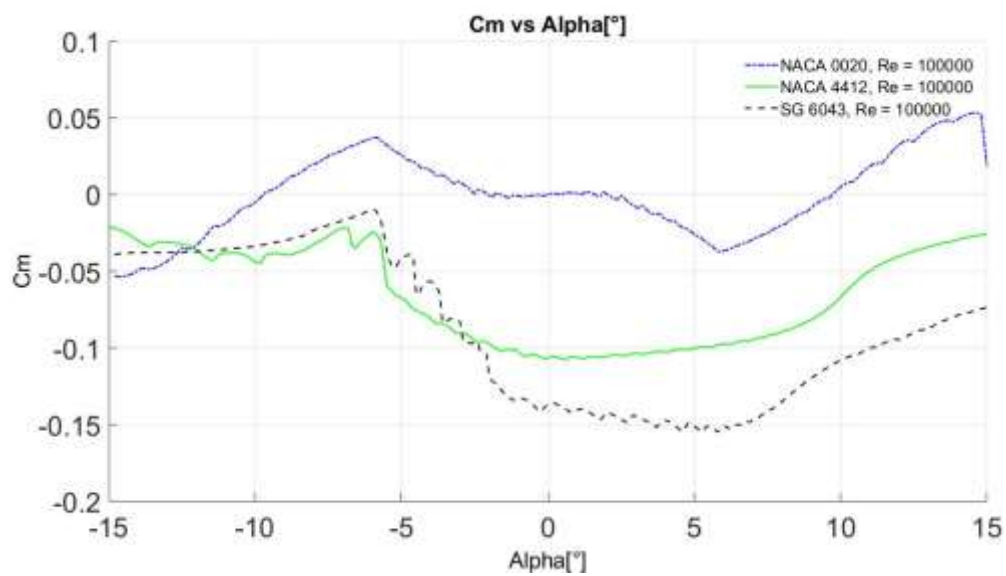


Figura 2.41. Coeficiente de momento " C_m " en función del ángulo de ataque " α " para $Re = 100,000$.

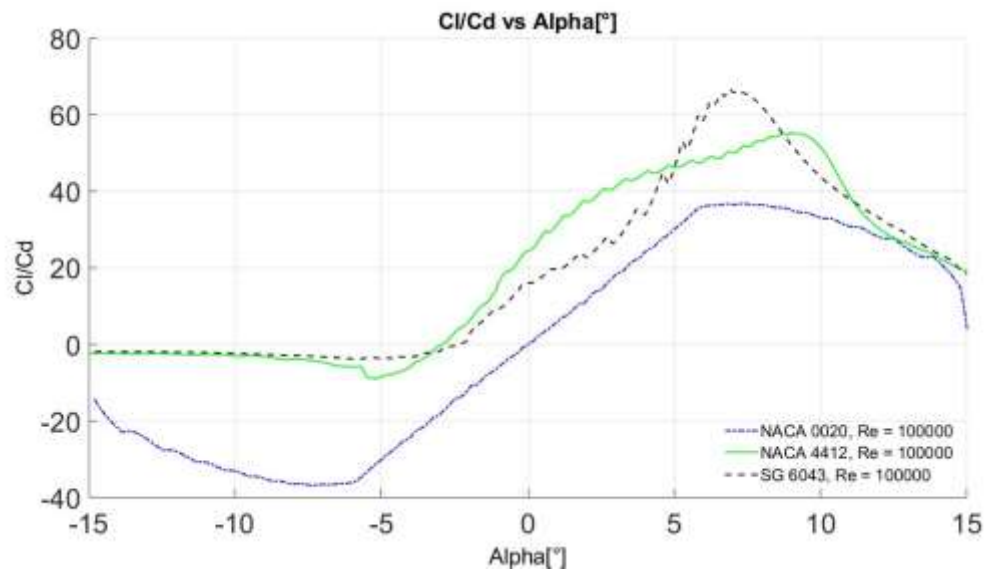


Figura 2.42. Relación Cl/Cd en función del ángulo de ataque "Alpha" para $Re = 100000$.

Como resultado de la simulación multiparámetros obtenemos las siguientes graficas en donde se muestran los valores de funcionamiento de los 3 rotores diseñados para una velocidad del flujo de $V = 0.40 \text{ m/s}$ y ángulo de Pitch = 9.66° en el rotor diseñado con perfil aerodinámico NACA 0020 y Pitch = -15° para los rotores diseñados con perfiles aerodinámicos NACA 4412 y SG 6043:

En la Figura 2.43 se muestra la relación existente entre el coeficiente de potencia " C_P " y el "TSR", para los rotores en estudio mientras que en la Figura 2.44 se muestra los valores de Torque [Nm] en función del "TSR", por último, en la Figura 2.45 se muestra la potencia total " $P[W]$ " en watt en función del coeficiente de potencia " C_P ".

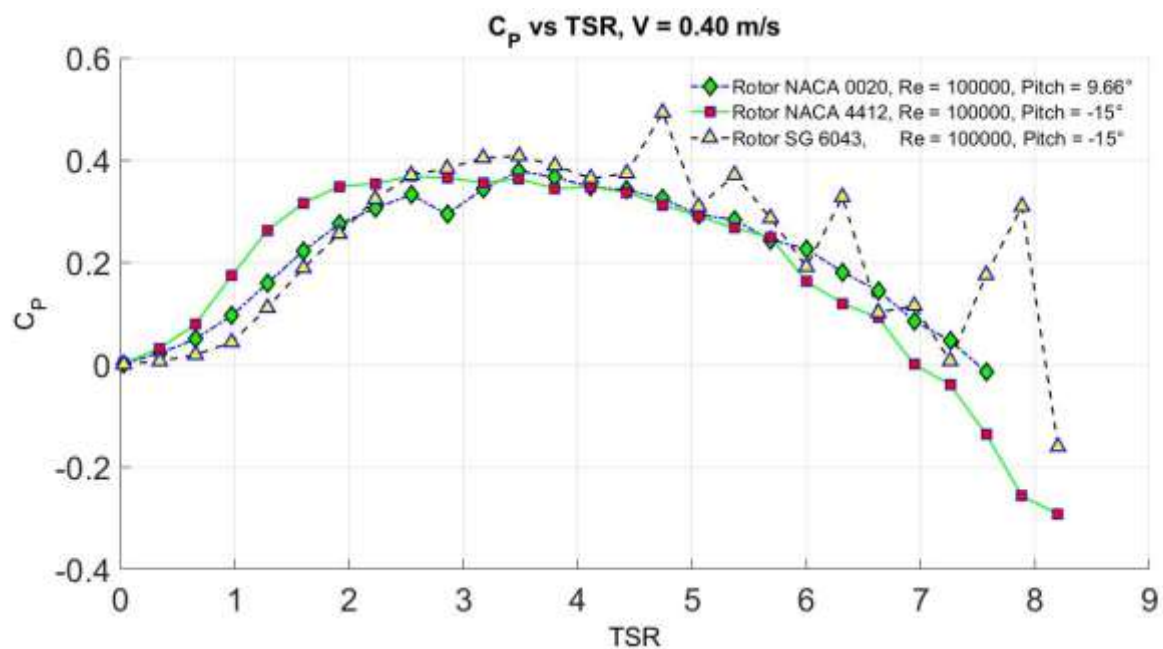


Figura 2.43. Coeficiente de potencia " C_p " en función de la relación de velocidad de punta "TSR" para las turbinas diseñadas.

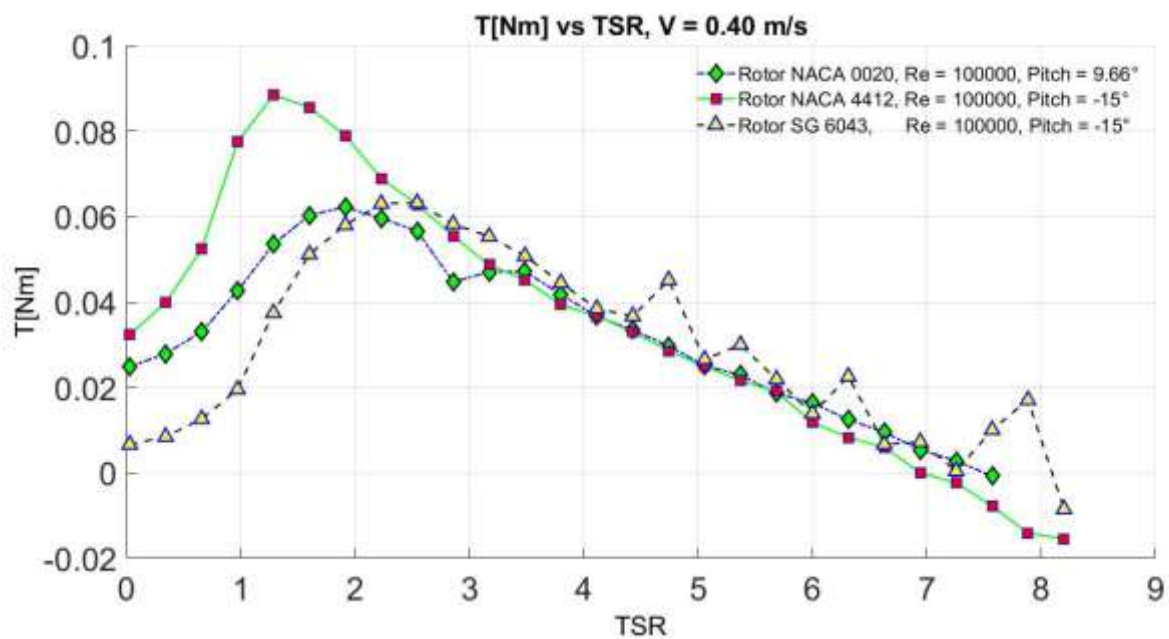


Figura 2.44. Torque [Nm] en función de la relación de velocidad de punta "TSR" para las turbinas diseñadas.

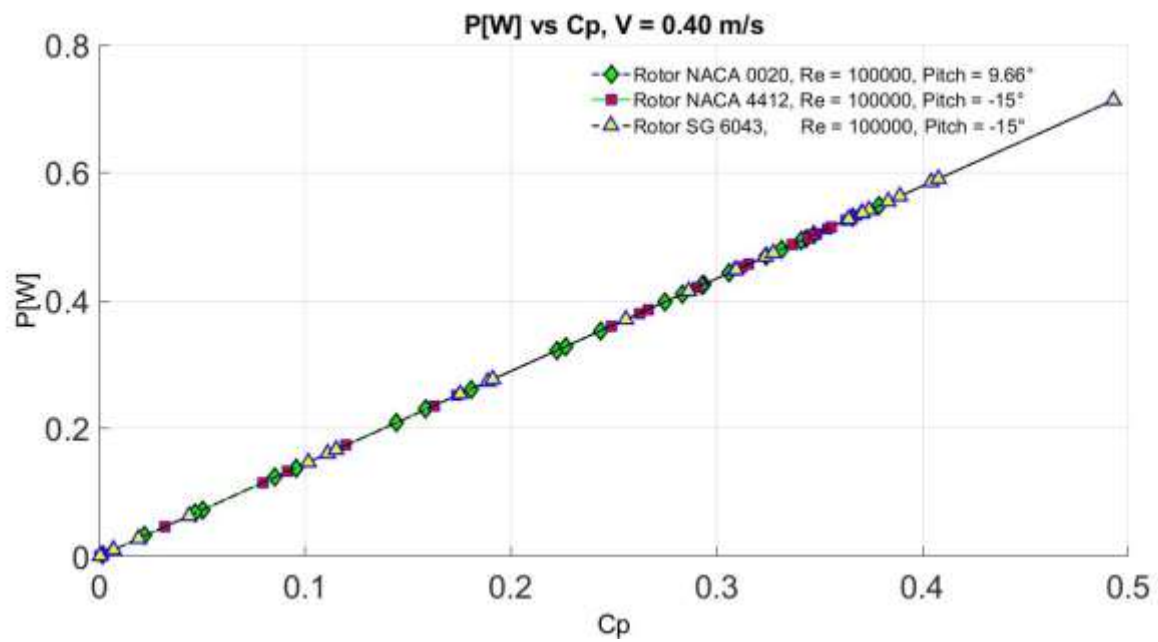


Figura 2.45. Potencia P [W] en función del coeficiente de potencia " C_p " para las turbinas diseñadas.

4. Evaluación de su funcionamiento en un emplazamiento tipo.

4.1. Evaluación del funcionamiento de los modelos físico

Para evaluar el funcionamiento de los diferentes modelos de turbinas diseñadas se siguen las siguientes fases en la campaña de experimentación. Los experimentos se realizan en el canal de laboratorio, el cual cuenta con una longitud total de 12.50 m, 30.9 cm de ancho y 50 cm de profundidad. En el canal se sitúan; la estructura de soporte necesaria para la colocación de la turbina en estudio y los equipos de mediciones.

Fases:

1. Montaje del prototipo y los equipos de mediciones

En esta fase, se instala la turbina en estudio, un sistema de poleas, dinamómetro y tacómetro.

2. Calibración de los equipos de mediciones

En esta fase, se realizan pruebas preliminares, así como la calibración y sincronización de los equipos de mediciones.

3. Toma de datos

Para alcanzar los objetivos planteados, en esta fase se realizarán una serie de experimentos con diferentes caudales del flujo y velocidades de rotación de la turbina en estudio, lo cual permitirá obtener diferentes puntos de funcionamiento para la construcción de las curvas características.

Modelo Físico:

El modelo físico está compuesto por los elementos que se describen a continuación según la Figura 4.1, donde se señalan los elementos principales.

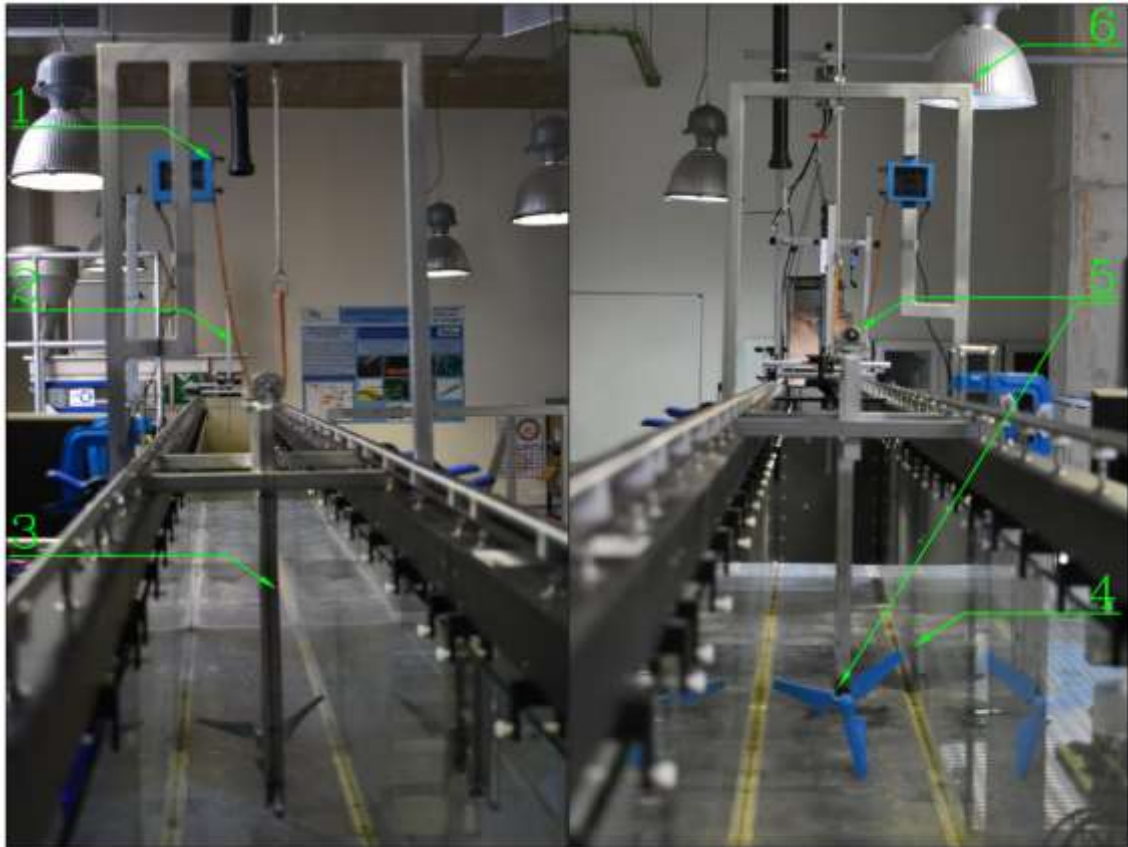


Figura 4.1. Señalamiento de los elementos principales del modelo físico.

Elementos

- | | |
|----------------------------------|-------------------------------|
| 1- Dinamómetro | 4- Rodete turbina |
| 2- Correa de frenado. | 5- Rodamientos |
| 3- Correa de distribución de par | 6- Estructura base de montaje |

Datos técnicos de los equipos

Dinamómetro:

La celda de carga PS-2201 se utiliza para medir cargas tanto de compresión como de tensión en un rango de -5 N hasta +5 N en los sistemas estructurales y esta cableada con un conector mini-DIN macho de 6 pines para enchufarla al amplificador de celda de carga PASCO.



Modelo: PS-2201

Rango: ± 5 N

Precisión: $\pm 1\%$ (± 0.05 N)

Resolución: 0.001 N

Sobrecarga segura: ± 7.5 N

Figura 4.2. Especificaciones técnicas de la celda de carga PS-2201.

Tacómetro:

El tacómetro PCE-DT 50 es un dispositivo utilizado para medir el número de revoluciones por minutos de objetos en movimientos como pueden ser rotores, ejes, piñones, etc. Este medidor de revoluciones de mano integra un láser que envía un haz de luz y 1 foto receptor que detecta el contraste entre el claro y el oscuro de la luz reflejada. En la Figura 4.3 se muestra el modelo mencionado y se resumen las especificaciones técnicas.



Modelo: PCE-DT 50

Rango de medición: 2.5 ... 99999 rpm

Precisión: $\pm 0.02\%$ + 1 dígito

Resolución: 2.5...999 rpm: 0.1 rpm

1000...99999 rpm: 1 rpm

Distancia de medición: 50...500 mm

Figura 4.3. Especificaciones técnicas del tacómetro PCE-DT 50.

Canal de Laboratorio:

Cuenta con una longitud total de 12.50 m, 30.9 cm de ancho y 50 cm de profundidad con un caudal máximo bombeado de 120 m³/h.

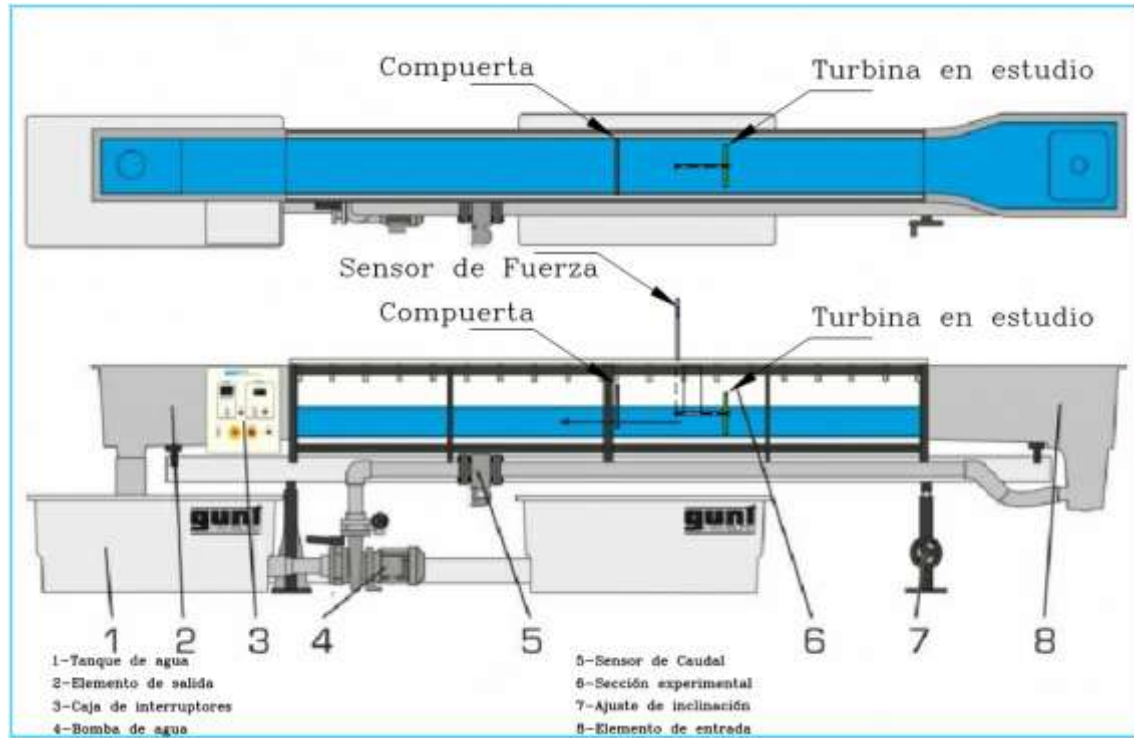





Figura 4.4. Señalamiento de los elementos principales del canal de laboratorio y la ubicación de la turbina en estudio.

Características geométricas de las Turbinas:

Tabla 4.1. Resumen de las características geométricas de las turbinas en estudio.

	Modelo NACA_0020	Modelo NACA_4412	Modelo SG_6043
			
Número de palas	3	3	3
Diámetro del rodete	120 mm	120 mm	120 mm
Diámetro del eje	8 mm	8 mm	8 mm
Radio del Hub	15 mm	15 mm	15 mm
Pitch (θ_p)	9.66°	-15°	-15°

Procedimiento general:

1. Instalamos la turbina en estudio en el canal de laboratorio.

Una vez que el prototipo en estudio y los equipos de mediciones están correctamente instalados en el canal del laboratorio ver (Figura 4.1 y Figura 4.4), se procede con la calibración de los mismo realizándose para ello varias pruebas de calentamiento.

2. Iniciamos la circulación del flujo de agua por el canal de laboratorio, con la bomba del canal funcionando, abrimos poco a poco la válvula de alimentación, hasta obtener un caudal y calado constantes en el canal.
3. Medimos el caudal utilizando el caudalímetro del canal.
4. Con la turbina en funcionamiento, utilizamos el freno de fricción para regular la carga de la turbina consiguiendo frenarla y haciendo que esta gire a diferentes

velocidades de giro ω [rpm]. De esta manera tensamos el dinamómetro, la fuerza registrada es la que ejerce la turbina sobre el eje.

5. Repetimos el procedimiento anterior para diferentes velocidades de giro ω [rpm] deseadas, registrando la fuerza ejercida por la turbina sobre el eje.

Curvas características manteniendo Q constante:

Para construir las curvas características de cada turbina en estudio, se inicia la toma de datos obteniendo experimentalmente los diferentes puntos de funcionamiento de la turbina.

Para ello es necesario leer las siguientes variables de los instrumentos instalados:

- Caudal (Q [m³/s]).
- Velocidad de giro (ω [rpm]): Utilizando el tacómetro sin contacto mediremos las “rpm” del eje.
- Par (M [Nm]), obtenemos el par multiplicando la fuerza ejercida sobre el dinamómetro “el frenado de la polea con la correa” por el brazo de palanca que existe desde el centro del eje de la turbina hasta la línea de acción de fuerza del dinamómetro, en este caso el radio de la polea. $M = F \cdot d$.

Con los datos obtenidos de los sensores instalados en el experimento podemos calcular:

- Velocidad: $V_o = \frac{Q}{A_m}$, en [m/s]
- (λ) TSR: $\lambda = \frac{\omega \cdot R_t}{V_o}$
- Coeficiente de Par (C_M): $C_M = \frac{M}{M_{disp.}} = \frac{F \cdot d}{\frac{1}{2} \rho \cdot V_o^2 \cdot A \cdot r}$
- Potencia al freno (P_e): $P_e = \frac{2\pi}{60} \omega \cdot M$, en [W]
- Coeficiente de Potencia (C_P): $C_P = \frac{P_e}{P_{disp.}} = \frac{P_e}{\frac{1}{2} \rho V_o^3 A}$

4.1.1. Ensayo de la turbina no. 1: Rotor NACA 0020

Completamos las tablas siguientes con los datos obtenidos para diferentes velocidades de giro ω [rpm] manteniendo $Q(m^3/s)$ constante, podemos obtener diferentes puntos de funcionamiento con los cuales construiremos las curvas características de las turbinas.

Tabla 4.2. Resultados del ensayo de la turbina NACA_0020 con un $Q=114.1 m^3/s$ y $V=0.40 m/s$.

Q(m3/h)	114.1	b(m)	0.31	h(m)	0.256	V(m/s)	0.3994
Lectura	ω [rpm]	λ [TSR]	F [N]	M [Nm]	C_M	P_e [W]	C_P
1	273.9	8.6183	0.0064	0.0001	0.0003	0.0037	0.0025
2	244.9	7.7058	0.9664	0.0193	0.0446	0.4957	0.3440
3	208.9	6.5730	1.6010	0.0320	0.0740	0.7005	0.4861
4	194.2	6.1105	2.1277	0.0426	0.0983	0.8654	0.6006
5	174.6	5.4938	2.5927	0.0519	0.1198	0.9481	0.6580
6	160.7	5.0564	3.3096	0.0662	0.1529	1.1139	0.7731
7	156.9	4.9369	2.9469	0.0589	0.1361	0.9684	0.6721
8	149.9	4.7166	3.1771	0.0635	0.1468	0.9974	0.6923
9	135.6	4.2667	3.2340	0.0647	0.1494	0.9185	0.6374
10	105.4	3.3164	3.2178	0.0644	0.1486	0.7103	0.4930
11	0.0	0.0000	2.1267	0.0425	0.0982	0.0000	0.0000

Tabla 4.3. Resultados del ensayo de la turbina NACA_0020 con un $Q=100.1 m^3/s$ y $V=0.36 m/s$.

Q(m3/h)	100.1	b(m)	0.31	h(m)	0.251	V(m/s)	0.3574
Lectura	ω [rpm]	λ [TSR]	F [N]	M [Nm]	C_M	P_e [W]	C_P
12	231.5	8.1408	0.0029	0.0001	0.0002	0.0014	0.0014
13	172.5	6.0660	1.4636	0.0293	0.0844	0.5288	0.5123
14	168.0	5.9078	1.7243	0.0345	0.0995	0.6067	0.5878
15	162.8	5.7249	2.2114	0.0442	0.1276	0.7540	0.7305
16	157.3	5.5315	1.7035	0.0341	0.0983	0.5612	0.5437
17	155.0	5.4506	1.9126	0.0383	0.1104	0.6209	0.6015
18	153.0	5.3803	1.8365	0.0367	0.1060	0.5885	0.5701
19	148.1	5.2080	2.0944	0.0419	0.1208	0.6496	0.6294
20	98.6	3.4673	2.0921	0.0418	0.1207	0.4320	0.4185
21	63.0	2.2154	2.0539	0.0411	0.1185	0.2710	0.2625
22	0.0	0.0000	1.5491	0.0310	0.0894	0.0000	0.0000

Tabla 4.4. Resultados del ensayo de la turbina NACA_0020 con un $Q=90.1$ m³/s y $V=0.32$ m/s.

Q(m ³ /h)	90.1	b(m)	0.31	h(m)	0.255	V(m/s)	0.3166
Lectura	ω [rpm]	λ [TSR]	F [N]	M [Nm]	C_M	P_e [W]	C_P
23	213.7	8.4819	0.0041	0.0001	0.0003	0.0018	0.0026
24	176.7	7.0134	0.7196	0.0144	0.0529	0.2663	0.3710
25	165.3	6.5609	1.1219	0.0224	0.0825	0.3884	0.5411
26	161.1	6.3942	0.9811	0.0196	0.0721	0.3310	0.4611
27	160.4	6.3664	1.1951	0.0239	0.0878	0.4015	0.5593
28	150.8	5.9854	1.2722	0.0254	0.0935	0.4018	0.5597
29	138.1	5.4813	1.3292	0.0266	0.0977	0.3845	0.5355
30	137.2	5.4456	1.3314	0.0266	0.0979	0.3826	0.5329
31	102.6	4.0723	1.3735	0.0275	0.1010	0.2951	0.4111
32	0.0	0.0000	1.0763	0.0215	0.0791	0.0000	0.0000

Tabla 4.5. Resultados del ensayo de la turbina NACA_0020 con un $Q = 80.1$ m³/s y $V=0.29$ m/s.

Q(m ³ /h)	80.1	b(m)	0.31	h(m)	0.251	V(m/s)	0.2860
Lectura	ω [rpm]	λ [TSR]	F [N]	M [Nm]	C_M	P_e [W]	C_P
33	187.0	8.2178	0.0310	0.0006	0.0028	0.0121	0.0230
34	147.0	6.4600	0.5113	0.0102	0.0461	0.1574	0.2976
35	142.1	6.2447	0.7573	0.0151	0.0682	0.2254	0.4261
36	140.2	6.1612	0.6057	0.0121	0.0546	0.1779	0.3363
37	135.3	5.9458	0.7812	0.0156	0.0704	0.2214	0.4186
38	132.0	5.8008	0.9530	0.0191	0.0859	0.2635	0.4981
39	128.0	5.6250	1.0250	0.0205	0.0924	0.2748	0.5195
40	123.0	5.4053	0.8255	0.0165	0.0744	0.2127	0.4021
41	120.0	5.2735	0.9346	0.0187	0.0842	0.2349	0.4441
42	0.0	0.0000	0.7464	0.0149	0.0673	0.0000	0.0000

Tabla 4.6. Resultados del ensayo de la turbina NACA_0020 con un $Q=70.1$ m³/s y $V=0.25$ m/s.

Q(m ³ /h)	70.1	b(m)	0.31	h(m)	0.255	V(m/s)	0.2463
Lectura	ω [rpm]	λ [TSR]	F [N]	M [Nm]	C_M	P_e [W]	C_P
43	145.3	7.4125	0.0160	0.0003	0.0019	0.0049	0.0144
44	140.1	7.1456	0.2769	0.0055	0.0336	0.0812	0.2403
45	126.8	6.4687	0.3981	0.0080	0.0483	0.1057	0.3127
46	120.3	6.1371	0.4229	0.0085	0.0514	0.1066	0.3152
47	117.6	5.9993	0.5686	0.0114	0.0690	0.1400	0.4142
48	114.3	5.8310	0.4821	0.0096	0.0585	0.1154	0.3414
49	112.1	5.7188	0.4924	0.0098	0.0598	0.1156	0.3419
50	97.2	4.9586	0.6818	0.0136	0.0828	0.1388	0.4105
51	89.7	4.5760	0.6290	0.0126	0.0764	0.1182	0.3495
52	0.0	0.0000	0.5712	0.0114	0.0694	0.0000	0.0000

4.1.2. Ensayo de la turbina no. 2: Rotor NACA 4412

Tabla 4.7. Resultados del ensayo de la turbina NACA_4412 con un $Q=114.1$ m³/s y $V=0.40$ m/s.

Q(m ³ /h)	114.1	b(m)	0.31	h(m)	0.257	V(m/s)	0.40
Lectura	ω [rpm]	λ [TSR]	F [N]	M [Nm]	C_M	P_e [W]	C_P
1	351.3	11.0968	0.0094	0.0002	0.0004	0.0069	0.0049
2	305.6	9.6533	1.6110	0.0322	0.0750	1.0311	0.7240
3	287.8	9.0910	1.8978	0.0380	0.0884	1.1439	0.8033
4	272.4	8.6046	2.2850	0.0457	0.1064	1.3036	0.9154
5	239.2	7.5558	3.6569	0.0731	0.1703	1.8320	1.2864
6	233.6	7.3789	4.2008	0.0840	0.1956	2.0552	1.4432
7	202.9	6.4092	4.8779	0.0976	0.2271	2.0729	1.4555
8	199.0	6.2860	4.9270	0.0985	0.2294	2.0535	1.4419
9	198.4	6.2671	4.5376	0.0908	0.2113	1.8855	1.3240
10	74.2	2.3438	4.9617	0.0992	0.2310	0.7711	0.5414
11	0.0	0.0000	3.0615	0.0612	0.1425	0.0000	0.0000

Tabla 4.8. Resultados del ensayo de la turbina NACA_4412 con un $Q=100.1$ m³/s y $V=0.33$ m/s.

Q(m ³ /h)	100.1	b(m)	0.31	h(m)	0.268	V(m/s)	0.3347
Lectura	ω [rpm]	λ [TSR]	F [N]	M [Nm]	C_M	P_e [W]	C_P
12	249.8	9.3792	0.9133	0.0183	0.0601	0.4778	0.5635
13	230.9	8.6696	1.4099	0.0282	0.0927	0.6818	0.8041
14	199.4	7.4869	2.3283	0.0466	0.1532	0.9724	1.1467
15	180.6	6.7810	2.6871	0.0537	0.1768	1.0164	1.1986
16	179.8	6.7509	2.7459	0.0549	0.1806	1.0340	1.2194
17	168.6	6.3304	2.8506	0.0570	0.1875	1.0066	1.1870
18	166.8	6.2628	3.1104	0.0622	0.2046	1.0866	1.2814
19	162.9	6.1164	3.1956	0.0639	0.2102	1.0903	1.2857
20	116.3	4.3667	3.2453	0.0649	0.2135	0.7905	0.9322
21	80.7	3.0300	2.9099	0.0582	0.1914	0.4918	0.5800
22	0.0	0.0000	2.3281	0.0466	0.1531	0.0000	0.0000

Tabla 4.9. Resultados del ensayo de la turbina NACA_4412 con un $Q=90.1$ m³/s y $V=0.31$ m/s.

Q(m ³ /h)	90.1	b(m)	0.31	h(m)	0.265	V(m/s)	0.3047
Lectura	ω [rpm]	λ [TSR]	F [N]	M [Nm]	C_M	P_e [W]	C_P
23	255.2	10.5263	0.1148	0.0023	0.0091	0.0614	0.0959
24	208.2	8.5877	1.2103	0.0242	0.0961	0.5278	0.8251
25	188.6	7.7792	1.8448	0.0369	0.1464	0.7287	1.1393
26	175.2	7.2265	2.7040	0.0541	0.2147	0.9922	1.5512
27	161.2	6.6491	2.5775	0.0516	0.2046	0.8702	1.3605
28	160.5	6.6202	2.4575	0.0492	0.1951	0.8261	1.2915
29	147.6	6.0881	2.7829	0.0557	0.2209	0.8603	1.3450
30	134.6	5.5519	2.8810	0.0576	0.2287	0.8122	1.2698
31	124.2	5.1229	3.0583	0.0612	0.2428	0.7955	1.2438
32	0.0	0.0000	1.0763	0.0215	0.0854	0.0000	0.0000

Tabla 4.10. Resultados del ensayo de la turbina NACA_4412 con un $Q=80.1$ m³/s y $V=0.28$ m/s.

Q(m³/h)	80.1	b(m)	0.31	h(m)	0.256	V(m/s)	0.2804
Lectura	ω [rpm]	λ [TSR]	F [N]	M [Nm]	C_M	P_e [W]	C_P
33	244.5	10.9587	0.0213	0.0004	0.0020	0.0109	0.0219
34	212.8	9.5379	0.6957	0.0139	0.0652	0.3101	0.6220
35	201.1	9.0135	1.0481	0.0210	0.0982	0.4414	0.8855
36	186.9	8.3770	1.1894	0.0238	0.1115	0.4656	0.9340
37	170.3	7.6330	2.0775	0.0416	0.1947	0.7410	1.4864
38	162.1	7.2655	1.7385	0.0348	0.1630	0.5902	1.1840
39	145.6	6.5259	2.3045	0.0461	0.2160	0.7027	1.4097
40	134.1	6.0105	2.3612	0.0472	0.2213	0.6632	1.3303
41	120.1	5.3830	2.3825	0.0477	0.2233	0.5993	1.2022
42	0.0	0.0000	1.6764	0.0335	0.1571	0.0000	0.0000

Tabla 4.11. Resultados del ensayo de la turbina NACA_4412 con un $Q=70.1$ m³/s y $V=0.24$ m/s.

Q(m³/h)	70.1	b(m)	0.31	h(m)	0.26	V(m/s)	0.2416
Lectura	ω [rpm]	λ [TSR]	F [N]	M [Nm]	C_M	P_e [W]	C_P
43	190.4	9.9037	0.0105	0.0002	0.0013	0.0042	0.0131
44	144.3	7.5058	0.8797	0.0176	0.1111	0.2659	0.8336
45	127.1	6.6111	1.2784	0.0256	0.1614	0.3403	1.0670
46	124.3	6.4655	1.2043	0.0241	0.1520	0.3135	0.9830
47	118.0	6.1378	1.4746	0.0295	0.1862	0.3644	1.1426
48	115.0	5.9817	1.4997	0.0300	0.1893	0.3612	1.1325
49	109.3	5.6852	1.7381	0.0348	0.2194	0.3979	1.2475
50	107.8	5.6072	1.8148	0.0363	0.2291	0.4097	1.2846
51	89.6	4.6606	1.5481	0.0310	0.1954	0.2905	0.9108
52	0.0	0.0000	1.1642	0.0233	0.1470	0.0000	0.0000

4.1.3. Ensayo de la turbina no. 3: Rotor SG 6043

Tabla 4.12. Resultados del ensayo de la turbina SG_6043 con un $Q=114.1$ m³/s y $V=0.39$ m/s.

Q(m³/h)	114.1	b(m)	0.31	h(m)	0.261	V(m/s)	0.39
Lectura	ω [rpm]	λ [TSR]	F [N]	M [Nm]	C_M	P_e [W]	C_P
1	363.7	11.6673	0.0020	0.0000	0.0001	0.0015	0.0011
2	267.2	8.5717	1.8603	0.0372	0.0893	1.0411	0.7657
3	255.3	8.1899	2.0844	0.0417	0.1001	1.1145	0.8197
4	251.5	8.0680	2.0420	0.0408	0.0981	1.0756	0.7911
5	242.7	7.7857	2.4270	0.0485	0.1165	1.2337	0.9073
6	222.3	7.1313	3.0678	0.0614	0.1473	1.4283	1.0505
7	217.2	6.9677	3.1427	0.0629	0.1509	1.4296	1.0515
8	199.2	6.3903	3.0533	0.0611	0.1466	1.2738	0.9369
9	164.5	5.2771	2.8019	0.0560	0.1345	0.9653	0.7100
10	161.5	5.1809	2.9012	0.0580	0.1393	0.9813	0.7217
11	0.0	0.0000	2.2206	0.0444	0.1066	0.0000	0.0000

Tabla 4.13. Resultados del ensayo de la turbina SG_6043 con un $Q=100.1$ m³/s y $V=0.35$ m/s.

Q(m ³ /h)	100.1	b(m)	0.31	h(m)	0.257	V(m/s)	0.35
Lectura	ω [rpm]	λ [TSR]	F [N]	M [Nm]	C_M	P_e [W]	C_P
12	298.1	10.7333	0.0034	0.0001	0.0002	0.0021	0.0022
13	260.6	9.3831	0.5026	0.0101	0.0304	0.2743	0.2853
14	235.6	8.4830	1.4076	0.0282	0.0851	0.6946	0.7223
15	228.4	8.2237	1.0528	0.0211	0.0637	0.5036	0.5237
16	204.4	7.3596	1.6619	0.0332	0.1005	0.7115	0.7399
17	194.8	7.0143	1.5177	0.0304	0.0918	0.6192	0.6440
18	178.6	6.4306	1.3819	0.0276	0.0836	0.5169	0.5376
19	156.4	5.6313	2.1076	0.0422	0.1275	0.6904	0.7179
20	143.1	5.1524	1.9302	0.0386	0.1168	0.5785	0.6016
21	86.2	3.1037	1.8632	0.0373	0.1127	0.3364	0.3498
22	0.0	0.0000	0.9390	0.0188	0.0568	0.0000	0.0000

Tabla 4.14. Resultados del ensayo de la turbina SG_6043 con un $Q=90.1$ m³/s y $V=0.32$ m/s.

Q(m ³ /h)	90.1	b(m)	0.31	h(m)	0.254	V(m/s)	0.32
Lectura	ω [rpm]	λ [TSR]	F [N]	M [Nm]	C_M	P_e [W]	C_P
23	312.8	12.3666	0.0039	0.0001	0.0003	0.0026	0.0035
24	283.8	11.2201	0.3741	0.0075	0.0273	0.2224	0.3061
25	264.3	10.4491	0.5966	0.0119	0.0435	0.3302	0.4546
26	250.1	9.8877	0.9758	0.0195	0.0712	0.5111	0.7037
27	220.0	8.6957	1.3239	0.0265	0.0966	0.6099	0.8396
28	204.2	8.0731	1.4412	0.0288	0.1051	0.6164	0.8485
29	191.7	7.5789	1.7396	0.0348	0.1269	0.6984	0.9615
30	154.9	6.1240	1.2673	0.0253	0.0924	0.4111	0.5660
31	122.2	4.8312	2.2719	0.0454	0.1657	0.5815	0.8005
32	0.0	0.0000	1.2639	0.0253	0.0922	0.0000	0.0000

Tabla 4.15. Resultados del ensayo de la turbina SG_6043 con un $Q=80.1$ m³/s y $V=0.29$ m/s.

Q(m ³ /h)	80.1	b(m)	0.31	h(m)	0.248	V(m/s)	0.29
Lectura	ω [rpm]	λ [TSR]	F [N]	M [Nm]	C_M	P_e [W]	C_P
33	284.8	12.3661	0.0013	0.0000	0.0001	0.0008	0.0014
34	234.7	10.1908	0.5352	0.0107	0.0471	0.2631	0.4798
35	202.0	8.7709	0.9506	0.0190	0.0836	0.4022	0.7335
36	181.9	7.8982	1.3288	0.0266	0.1169	0.5062	0.9232
37	166.2	7.2165	1.5303	0.0306	0.1346	0.5327	0.9715
38	160.2	6.9559	1.8031	0.0361	0.1586	0.6050	1.1033
39	156.6	6.7996	1.6949	0.0339	0.1491	0.5559	1.0138
40	150.5	6.5348	1.6550	0.0331	0.1456	0.5217	0.9514
41	142.5	6.1874	1.6571	0.0331	0.1458	0.4946	0.9020
42	0.0	0.0000	1.0654	0.0213	0.0937	0.0000	0.0000

Tabla 4.16. Resultados del ensayo de la turbina SG_6043 con un $Q=70.1$ m³/s y $V=0.24$ m/s.

Q(m ³ /h)	70.1	b(m)	0.31	h(m)	0.26	V(m/s)	0.24
Lectura	ω [rpm]	λ [TSR]	F [N]	M [Nm]	C_M	P_e [W]	C_p
43	212.9	11.0740	0.0016	0.0000	0.0002	0.0007	0.0022
44	152.9	7.9531	0.6728	0.0135	0.0849	0.2155	0.6755
45	148.1	7.7034	0.8935	0.0179	0.1128	0.2771	0.8689
46	146.1	7.5994	0.8527	0.0171	0.1076	0.2609	0.8181
47	132.7	6.9024	1.0086	0.0202	0.1273	0.2803	0.8789
48	128.4	6.6787	1.0342	0.0207	0.1306	0.2781	0.8720
49	125.4	6.5227	1.1713	0.0234	0.1479	0.3076	0.9645
50	120.4	6.2626	0.9564	0.0191	0.1207	0.2412	0.7561
51	74.4	3.8710	1.1195	0.0224	0.1413	0.1745	0.5471
52	0.0	0.0000	0.5647	0.0113	0.0713	0.0000	0.0000

En las tablas anteriores, pueden observarse valores del Coeficiente de Potencia muy altos incluso superiores a los establecidos por el **límite de Betz**. Esto, que podría inicialmente aparentar ser erróneo, se debe a que las condiciones de flujo libre en las que se establece la teoría de **Betz** no se presentan en nuestro ensayo donde las paredes laterales del canal estrangulan la sección de paso haciendo que en lugar de disminuir la velocidad a su paso por el disco rotor, ésta aumente. En la próxima sección se va a analizar este efecto.

4.2. Estudio del efecto de estrangulamiento por restricción de sección.

Hasta ahora se han analizado las turbinas suponiendo flujo libre. Al funcionar dentro de una sección pequeña se puede crear cierto efecto de “estrangulamiento” que conduce a que no descienda la velocidad al aproximarse a la turbina e incluso pueda que su velocidad llegue a ascender. Este efecto, cuya importancia depende de la sección disponible con respecto a la sección de la turbina, viene causado por dos efectos: La influencia sobre el calado, y por tanto de las velocidades, del efecto de bloqueo por la sección ocupada por las palas y por el efecto de empuje (**Thrust**) realizado por la turbina sobre el flujo. Para realizar una evaluación inicial del efecto de bloqueo por sección ocupada determinamos la relación que existe entre la energía específica aguas arriba y aguas abajo de la turbina en estudio, cuya

existencia va a despreciarse para evaluar solo el efecto de bloqueo por ocupación de sección (es equivalente a despreciar la fuerza de empuje). Ya que el flujo es estable, incompresible y sin fricción, aplicamos la ecuación de Bernoulli a lo largo de una línea de corriente.

La energía aguas arriba en el entorno cercano del rotor de la turbina en estudio es:

$$E_1 = y_1 + \frac{V_1^2}{2 * g} = y_1 + \frac{Q^2}{2 * g * (c_o * y_1 * b)^2} \quad (4.1)$$

Donde $c_o = 1 - \frac{A_t}{A_m} * \epsilon$ es el coeficiente de paso de la sección transversal al flujo, A_t es el área barrida por el rotor, A_m es el área mojada o la superficie transversal que ocupa el flujo ($y_1 * b$) y $\epsilon = \frac{A_R}{A_t}$, es el coeficiente de ocupación de las palas, siendo A_R el área proyectada de ocupación de las palas y el hub, aunque este coeficiente suele ser bajo, para hacer una estimación más aproximada de este efecto se va a tomar en cuenta en primera instancia.

La energía aguas abajo en el entorno cercano del rotor es:

$$E_2 = y_2 + \frac{V_2^2}{2 * g} = y_2 + \frac{Q^2}{2 * g * (y_2 * b)^2} \quad (4.2)$$

Considerando la línea de corriente de la superficie entre una sección aguas arriba del rotor y una sección aguas abajo, y despreciando las pérdidas, se tiene:

$$E_1 = E_2 \quad (4.3)$$

$$y_2 = y_1 + \frac{V_1^2}{2 * g} - \frac{V_2^2}{2 * g} \quad (4.4)$$

Como $V = \frac{Q}{by}$, entonces la ecuación (4.4) se convierte en:

$$y_2 = y_1 + \frac{Q^2}{2 * g * (c_o * y_1 * b)^2} - \frac{Q^2}{2 * g * (y_2 * b)^2} \text{ donde } y_2 \text{ se encuentra en ambos miembros de la ecuación.}$$

Solucionando para y_2 completamos la siguiente tabla para diferentes caudales (114.1, 100.1, 90.1, 80.1, 70.1 m^3/h).

4.2.1. Ensayo de la turbina no. 1: Rotor NACA 0020, $A_R = 0.0088 m^2$ y

$$A_t = 0.0452 m^2.$$

Tabla 4.17. Resultados de la evaluación del efecto de estrangulamiento en el rotor NACA_0020.

$Q(m^3/h)$	$b(m)$	$y_1(m)$	$A_m(m^2)$	c_o	$v(m/s)$	$E_1 = E_2$	$y_2(m)$
114.1	0.31	0.254	0.0787	0.8882	0.4026	0.2623	0.2516
100.1	0.31	0.255	0.0791	0.8887	0.3517	0.2613	0.2532
90.1	0.31	0.255	0.0791	0.8887	0.3163	0.2601	0.2536
80.1	0.31	0.251	0.0778	0.8869	0.2853	0.2551	0.2498
70.1	0.31	0.250	0.0775	0.8865	0.2516	0.2532	0.2491

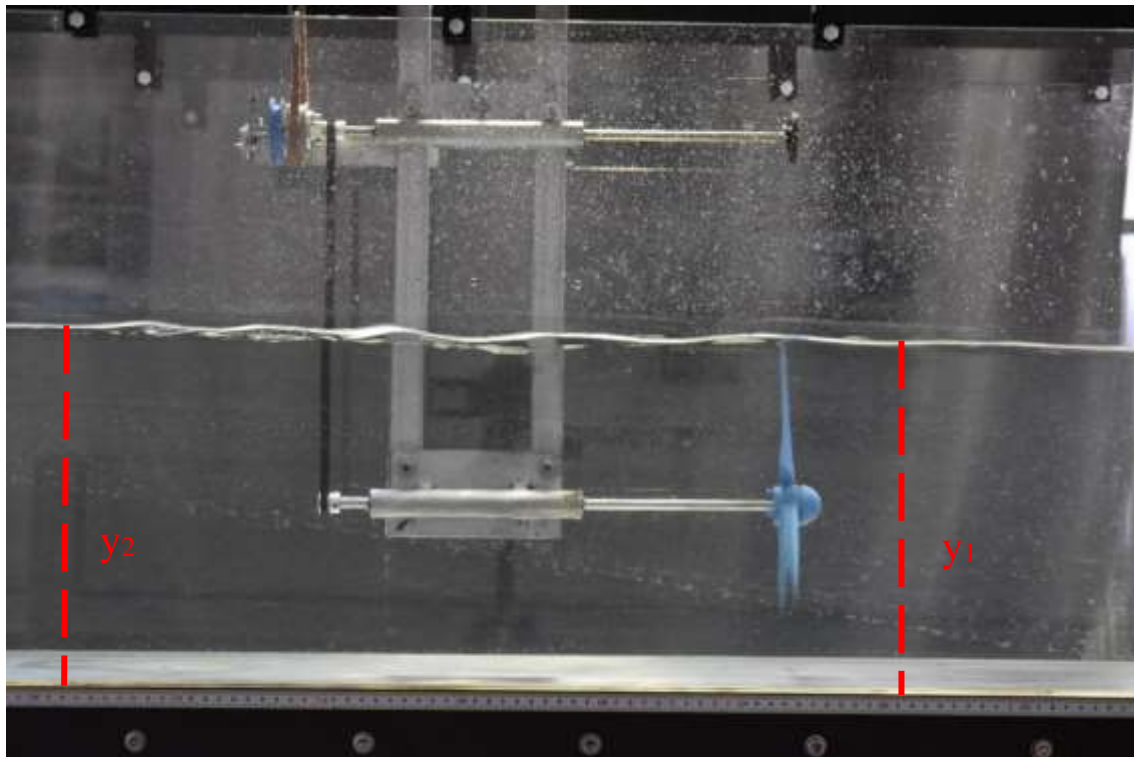


Figura 4.5. Evaluación del efecto de estrangulamiento del rotor NACA_0020.

4.2.1. Ensayo de la turbina no. 2: Rotor NACA 4412, $A_R = 0.0112 \text{ m}^2$ y

$$A_t = 0.0452 \text{ m}^2.$$

Tabla 4.18. Resultados de la evaluación del efecto de estrangulamiento en el rotor NACA_4412.

$Q(\text{m}^3/\text{h})$	$b(\text{m})$	$y_1(\text{m})$	$A_m(\text{m}^2)$	c_o	$v(\text{m}/\text{s})$	$E_1 = E_2$	$y_2(\text{m})$
114.1	0.31	0.255	0.0791	0.8583	0.4010	0.2632	0.2518
100.1	0.31	0.268	0.0831	0.8652	0.3346	0.2737	0.2659
90.1	0.31	0.264	0.0818	0.8631	0.3055	0.2688	0.2623
80.1	0.31	0.250	0.0775	0.8555	0.2865	0.2542	0.2484
70.1	0.31	0.263	0.0815	0.8626	0.2392	0.2659	0.2619

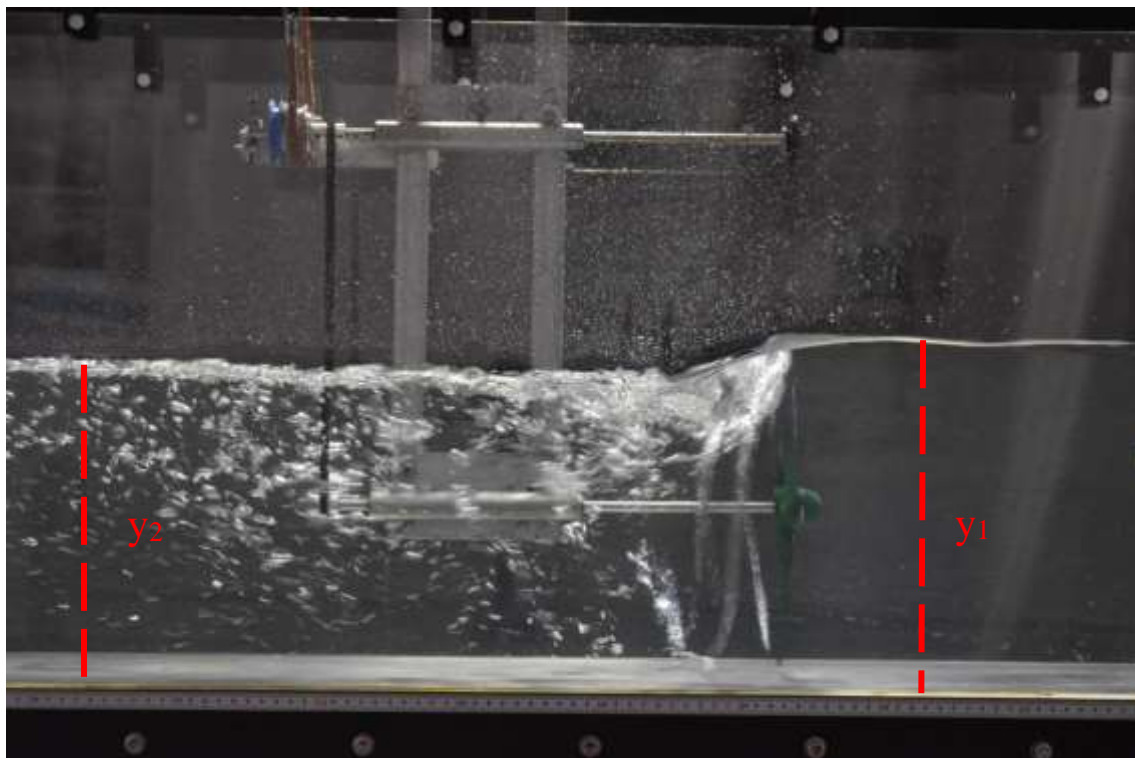


Figura 4.6. Evaluación del efecto de estrangulamiento del rotor NACA_4412.

4.2.2. Ensayo de la turbina no. 3: Rotor SG 6043, $A_R = 0.0079 \text{ m}^2$ y $A_t = 0.0452 \text{ m}^2$.

Tabla 4.19. Resultados de la evaluación del efecto de estrangulamiento en el rotor SG_6043.

$Q(\text{m}^3/\text{h})$	$b(\text{m})$	$y_1(\text{m})$	$A_m(\text{m}^2)$	c_o	$v(\text{m/s})$	$E_1 = E_2$	$y_2(\text{m})$
114.1	0.31	0.261	0.0809	0.9024	0.3918	0.2688	0.2590
100.1	0.31	0.257	0.0797	0.9008	0.3489	0.2632	0.2555
90.1	0.31	0.246	0.0763	0.8964	0.3278	0.2515	0.2446
80.1	0.31	0.245	0.076	0.896	0.2923	0.2493	0.2439
70.1	0.31	0.250	0.0775	0.8981	0.2516	0.2532	0.2492

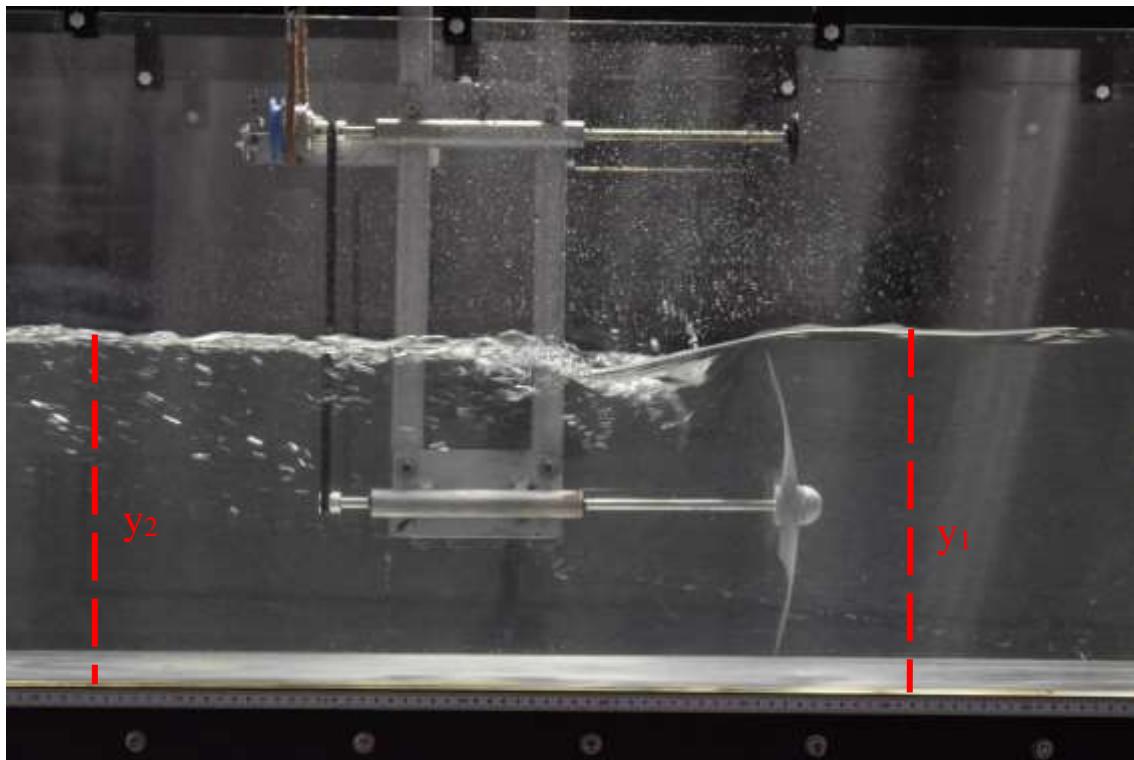


Figura 4.7. Evaluación del efecto de estrangulamiento del rotor SG_6043.

Como se desprende de las tablas anteriores, el efecto de bloqueo de sección por ocupación de área no es relevante en el funcionamiento de las turbinas. No obstante, la otra causa: la fuerza de empuje sí produce efecto de estrangulamiento, como muestran los datos experimentales mostrados anteriormente en la sección 4.1. En el siguiente capítulo se va a analizar este efecto a partir de modelos del estado del arte [10] y [11].

5. Análisis de los resultados experimentales y comparación con el modelo teórico

A continuación, se muestran los resultados gráficos del “ C_p vs TSR ” de cada una de las turbinas ensayadas comparando los resultados obtenidos con la simulación en QBlade. Como se comentó anteriormente se puede notar en cada una de las gráficas, valores superiores a los teóricos para los ensayos, esto principalmente el aumento del C_p por el efecto de confinamiento del flujo debido a las paredes del canal.

Como alternativas para corregir los resultados se presentan dos métodos:

El primero es utilizando una estimación de la velocidad de aproximación del flujo, la cual se obtiene de la potencia **P** y del momento axial **T (Thrust)** disponible en el flujo.

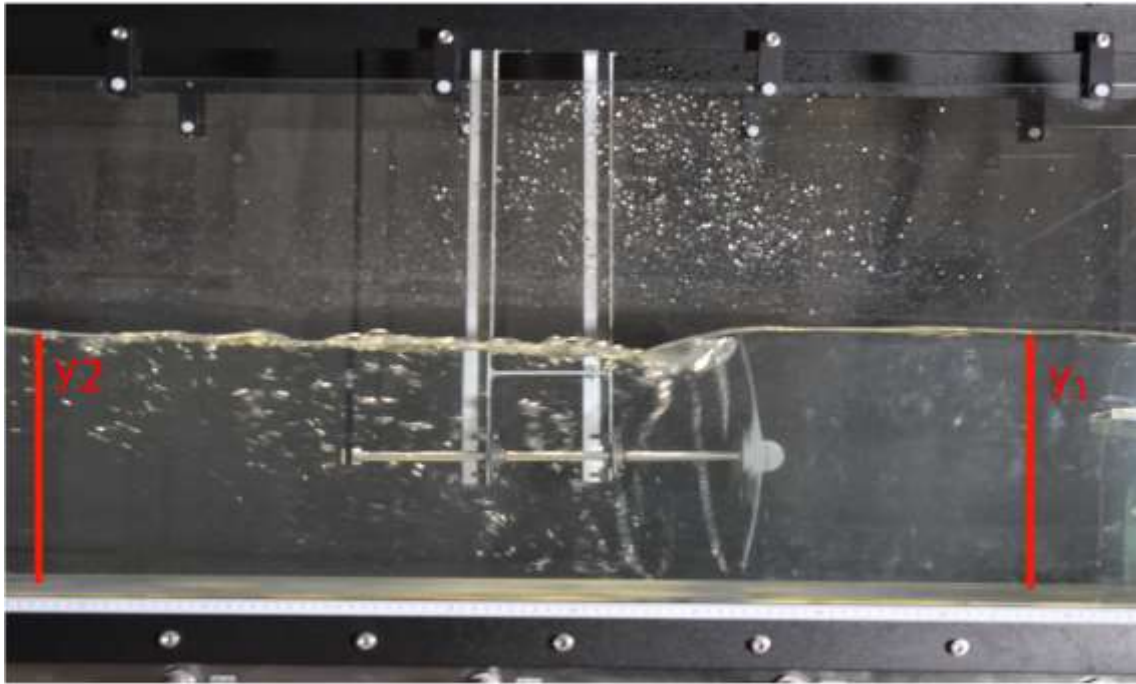


Figura 5.1. Calados aguas arriba y_1 y aguas abajo y_2 para determinar la velocidad de aproximación del flujo utilizando la ecuación del momento axial.

$$V_o = \frac{P}{T} \quad (5.1)$$

$$P = \rho g Q \left((y_1 - y_2) + \frac{Q^2}{2gb^2} * \left(\frac{1}{y_1^2} - \frac{1}{y_2^2} \right) \right) \quad (5.2)$$

$$T = \rho \frac{Q^2}{b} \left(\frac{1}{y_1} - \frac{1}{y_2} \right) + \frac{\rho g b}{2} (y_1^2 - y_2^2) \quad (5.3)$$

Se utilizan las ecuaciones (5.2) y (5.3) para obtener la potencia P y el momento axial T (Thrust) disponibles en el flujo en función de los calados aguas arriba y aguas debajo de la turbina como se muestra en la Figura 5.1.

Para poder aplicar las ecuaciones (5.1), (5.2) y (5.3) correctamente se necesitan tomar secciones en el canal donde el flujo se haya desarrollado completamente y se pueda considera el flujo cuasi - unidireccional y en este caso por la longitud del canal en la que se desarrolla el flujo no permitía estimar correctamente el calado aguas abajo y_2 , por lo que se propone ser tomada en cuenta para futuras investigaciones.

El segundo método desarrollado por [10] el cual se describe detalladamente en el Apéndice B. Consiste en obtener un modelo (LMADT) “Linear Momentum Actuator Disk Theory” mediante un proceso iterativo que se describe a continuación y partiendo de variables conocidas del modelo teórico como el Coeficiente de empuje axial C_T Eq. (2.24) y el ratio de bloqueo de la sección $\varepsilon = \frac{A_t}{A_m}$.

A continuación se describen los pasos del proceso iterativo para obtener El modelo (LMADT) “Linear Momentum Actuator Disk Theory” Las variables de entradas son C_T y ε y las salidas son $\frac{\beta_4}{\alpha_4}$ y α_2 .

Pasos:

1. Fije un valor inicial para $\frac{\beta_4}{\alpha_4}$ (por ejemplo: $\frac{\beta_4}{\alpha_4} = 1.5$);
2. Calcule el valor actualizado para $\frac{\beta_4}{\alpha_4}$ a partir de la ecuación. (B.19);

$$\frac{\beta_4}{\alpha_4} = \sqrt{C_D \left[\frac{\beta_4}{\alpha_4} + 1 - \sqrt{1 + \varepsilon \left[\left(\frac{\beta_4}{\alpha_4} \right)^2 - 1 \right]} \right]^2} + 1. \quad (\text{B. 1})$$

3. Calcule el error entre el nuevo valor de $\frac{\beta_4}{\alpha_4}$ y el valor anterior;
4. Repita desde el paso 2 hasta que el error en $\frac{\beta_4}{\alpha_4}$ sea insignificante.

Una vez que el valor de $\frac{\beta_4}{\alpha_4}$ converge, calculamos α_2 a partir de los resultados de las ecuaciones. (B.17) y (B.16)

$$\alpha_2 = \frac{\alpha_2}{\alpha_4} \left[\frac{\beta_4}{\alpha_4} - \varepsilon \frac{\alpha_2}{\alpha_4} \left(\frac{\beta_4}{\alpha_4} - 1 \right) \right]^{-1}. \quad (\text{B. 2})$$

Con la Ecuación (B.26) se obtiene la relación entre las velocidades confinadas y no confinadas procedimiento detallado en el Apéndice B.

$$\frac{U}{U'} = \frac{\alpha_2}{\alpha_2^2 + C_D/4}, \quad (\text{B. 3})$$

Con el coeficiente obtenido en la ecuación (B.20) podemos obtener las correcciones para el caso hipotético no confinado del coeficiente de potencia (C'_P), coeficiente de arrastre (C'_D) y Tip Speed Ratio (λ') utilizando las siguientes ecuaciones:

$$C'_P = C_P \left(\frac{U}{U'} \right)^3, C'_D = C_D \left(\frac{U}{U'} \right)^2, \lambda' = \lambda \left(\frac{U}{U'} \right). \quad (\text{B. 4})$$

5.1. Resultados de las correcciones y gráficos para el rotor NACA 0020.

Tabla 5.1. Resultados de las correcciones propuestas por BW para $Q = 114.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V = 0.40 \text{ m/s}$ Rotor NACA_0020.

$TSR(\lambda)$	C_P	C_T	$\frac{\beta_4}{\alpha_4}$	$\frac{\alpha_2}{\alpha_4}$	α_2	$\frac{U}{U'}$	$TSR'(\lambda')$	C'_P
8.6183	0.0025	0.9833	1.5647	1.0908	0.8989	0.8530	7.3513	0.0016
7.7058	0.3440	1.0032	1.5773	1.0923	0.8969	0.8499	6.5494	0.2112
6.5730	0.4861	1.0815	1.6275	1.0981	0.8894	0.8380	5.5080	0.2860
6.1105	0.6006	1.0857	1.6302	1.0984	0.8889	0.8373	5.1165	0.3526
5.4938	0.6580	1.0695	1.6198	1.0972	0.8905	0.8398	4.6137	0.3897
5.0564	0.7731	1.0386	1.5999	1.0950	0.8935	0.8445	4.2703	0.4656
4.9369	0.6721	1.0419	1.6021	1.0952	0.8932	0.8440	4.1668	0.4041
4.7166	0.6923	1.0460	1.6047	1.0955	0.8928	0.8434	3.9780	0.4153
4.2667	0.6374	1.0129	1.5835	1.0930	0.8960	0.8485	3.6201	0.3893
3.3164	0.4930	0.8729	1.4952	1.0823	0.9097	0.8699	2.8849	0.3245
0.0000	0.0000	0.0010	1.0002	1.0000	1.0000	0.9998	0.0000	0.0000

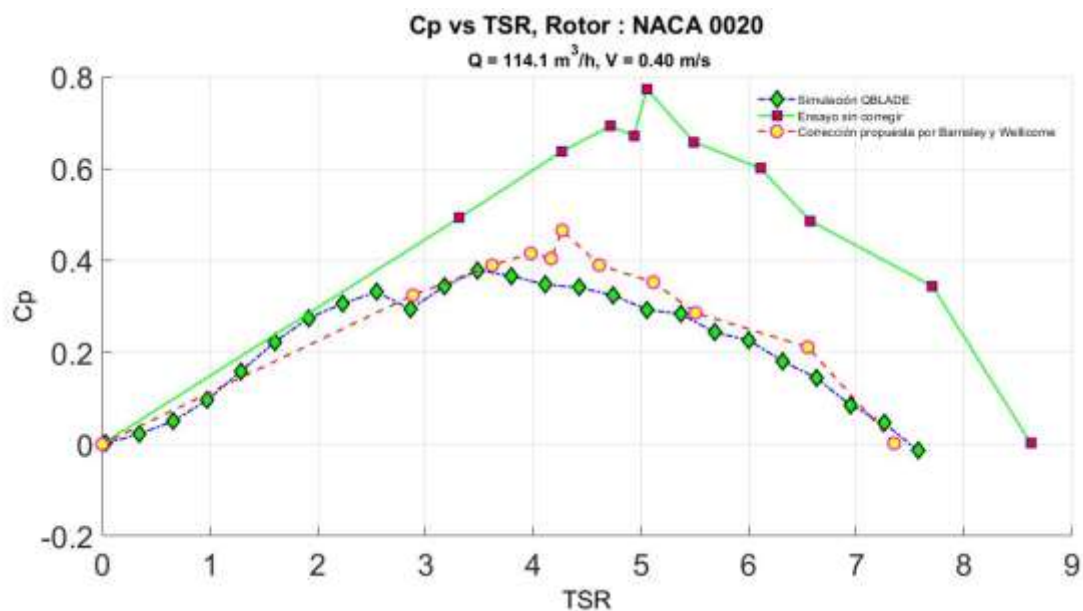


Figura 5.2. Comparación de los resultados obtenidos en los ensayos con la simulación QBlade para $Q = 114.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V = 0.40 \text{ m/s}$, rotor NACA_0020.

Tabla 5.2. Resultados de las correcciones propuestas por BW para $Q = 100.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V = 0.36 \text{ m/s}$ Rotor NACA_0020.

$TSR(\lambda)$	C_p	C_T	$\frac{\beta_4}{\alpha_4}$	$\frac{\alpha_2}{\alpha_4}$	α_2	$\frac{U}{U'}$	$TSR'(\lambda')$	C'_p
8.1408	0.0014	1.1060	1.6355	1.0959	0.8905	0.8326	6.7782	0.0008
6.0660	0.5123	1.0215	1.5823	1.0900	0.8984	0.8455	5.1291	0.3097
5.9078	0.5878	1.0070	1.5732	1.0890	0.8998	0.8478	5.0084	0.3581
5.7249	0.7305	1.0310	1.5883	1.0907	0.8975	0.8441	4.8324	0.4393
5.5315	0.5437	1.0497	1.6000	1.0920	0.8958	0.8412	4.6533	0.3237
5.4506	0.6015	1.0543	1.6029	1.0923	0.8953	0.8405	4.5814	0.3572
5.3803	0.5701	1.0583	1.6054	1.0926	0.8950	0.8399	4.5190	0.3378
5.2080	0.6294	1.0616	1.6075	1.0928	0.8947	0.8394	4.3716	0.3722
3.4673	0.4185	0.9281	1.5242	1.0833	0.9072	0.8599	2.9814	0.2661
2.2154	0.2625	0.6795	1.3737	1.0639	0.9312	0.8980	1.9894	0.1901
0.0000	0.0000	0.0010	1.0002	1.0000	1.0000	0.9998	0.0000	0.0000

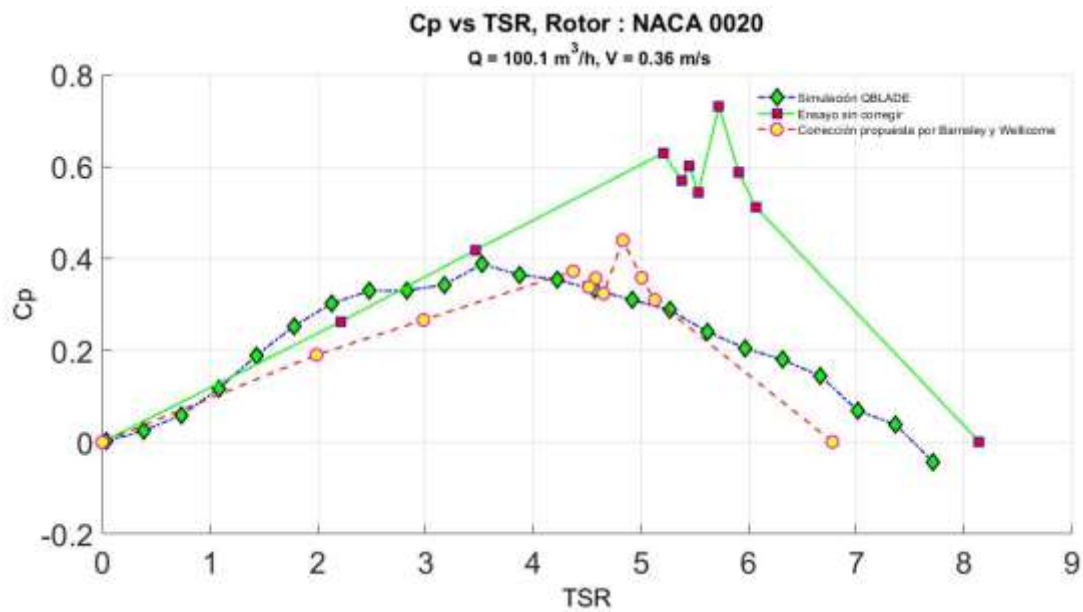


Figura 5.3. Comparación de los resultados obtenidos en los ensayos con la simulación QBlade para $Q = 100.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V = 0.36 \text{ m/s}$, rotor NACA_0020.

Tabla 5.3. Resultados de las correcciones propuestas por BW para $Q = 90.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V = 0.32 \text{ m/s}$ Rotor NACA_0020.

$TSR(\lambda)$	C_P	C_T	$\frac{\beta_4}{\alpha_4}$	$\frac{\alpha_2}{\alpha_4}$	α_2	$\frac{U}{U'}$	$TSR'(\lambda')$	C'_P
8.4819	0.0026	1.0865	1.6292	1.0977	0.8896	0.8369	7.0984	0.0015
7.0134	0.3710	1.0119	1.5815	1.0922	0.8967	0.8483	5.9494	0.2265
6.5609	0.5411	1.0616	1.6132	1.0959	0.8920	0.8407	5.5157	0.3215
6.3942	0.4611	1.0751	1.6219	1.0969	0.8906	0.8386	5.3623	0.2720
6.3664	0.5593	1.0773	1.6233	1.0970	0.8904	0.8383	5.3369	0.3295
5.9854	0.5597	1.0106	1.5807	1.0922	0.8969	0.8485	5.0785	0.3419
5.4813	0.5355	1.0690	1.6180	1.0964	0.8912	0.8396	4.6019	0.3169
5.4456	0.5329	1.0674	1.6169	1.0963	0.8914	0.8398	4.5732	0.3157
4.0723	0.4111	1.0000	1.5740	1.0914	0.8979	0.8501	3.4619	0.2526
0.0000	0.0000	0.0010	1.0002	1.0000	1.0000	0.9998	0.0000	0.0000

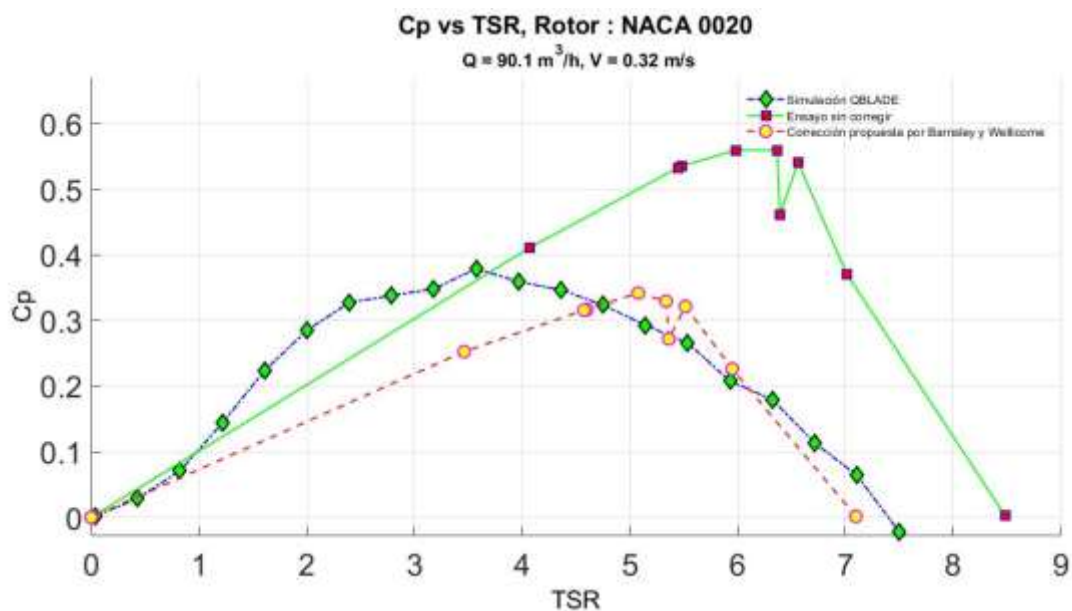


Figura 5.4. Comparación de los resultados obtenidos en los ensayos con la simulación QBlade para $Q = 90.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V = 0.40 \text{ m/s}$, rotor NACA_0020.

Tabla 5.4. Resultados de las correcciones propuestas por BW para $Q = 80.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V = 0.29 \text{ m/s}$ Rotor NACA_0020.

$TSR(\lambda)$	C_P	C_T	$\frac{\beta_4}{\alpha_4}$	$\frac{\alpha_2}{\alpha_4}$	α_2	$\frac{U}{U'}$	$TSR'(\lambda')$	C'_P
8.2178	0.0230	1.0705	1.6131	1.0935	0.8938	0.8381	6.8870	0.0135
6.4600	0.2976	0.9788	1.5557	1.0870	0.9024	0.8521	5.5045	0.1841
6.2447	0.4261	0.9910	1.5633	1.0879	0.9013	0.8502	5.3094	0.2619
6.1612	0.3363	0.9957	1.5662	1.0882	0.9008	0.8495	5.2339	0.2062
5.9458	0.4186	1.0235	1.5836	1.0902	0.8982	0.8452	5.0257	0.2528
5.8008	0.4981	1.0455	1.5974	1.0917	0.8962	0.8419	4.8836	0.2972
5.6250	0.5195	1.0645	1.6093	1.0930	0.8944	0.8390	4.7192	0.3068
5.4053	0.4021	1.0647	1.6094	1.0930	0.8944	0.8389	4.5347	0.2374
5.2735	0.4441	1.0649	1.6096	1.0931	0.8944	0.8389	4.4240	0.2622
0.0000	0.0000	0.0010	1.0002	1.0000	1.0000	0.9998	0.0000	0.0000

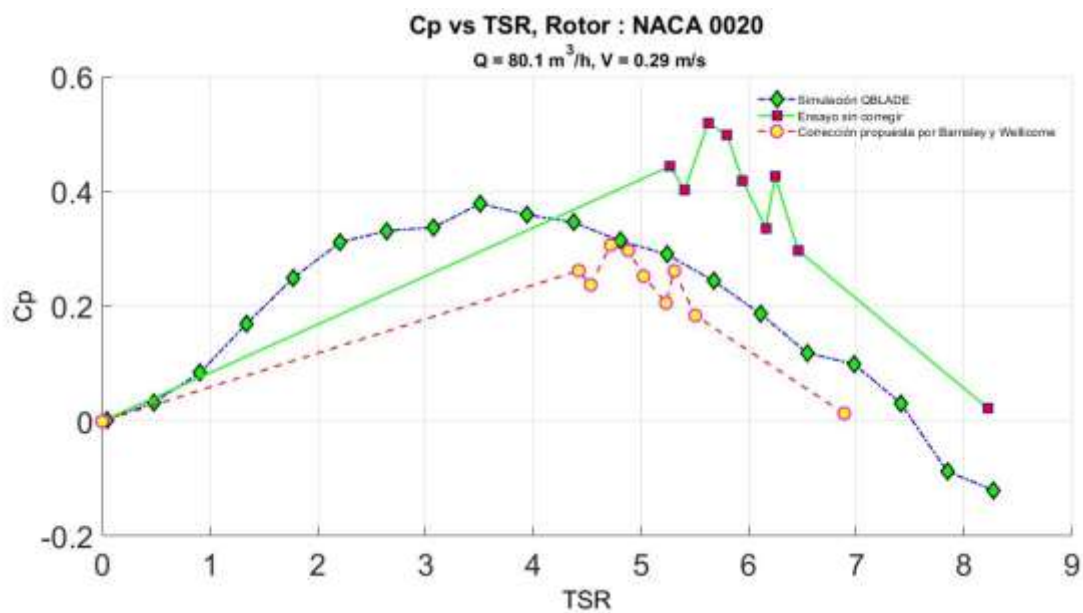


Figura 5.5. Comparación de los resultados obtenidos en los ensayos con la simulación QBlade para $Q = 80.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V = 0.29 \text{ m/s}$, rotor NACA_0020.

Tabla 5.5. Resultados de las correcciones propuestas por BW para $Q = 70.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V = 0.25 \text{ m/s}$ Rotor NACA_0020.

$TSR(\lambda)$	C_P	C_T	$\frac{\beta_4}{\alpha_4}$	$\frac{\alpha_2}{\alpha_4}$	α_2	$\frac{U}{U'}$	$TSR'(\lambda')$	C'_P
7.4125	0.0144	1.0019	1.5752	1.0915	0.8977	0.8498	6.2993	0.0088
7.1456	0.2403	1.0037	1.5763	1.0916	0.8975	0.8495	6.0705	0.1473
6.4687	0.3127	0.9887	1.5668	1.0905	0.8990	0.8518	5.5103	0.1933
6.1371	0.3152	1.0084	1.5793	1.0920	0.8971	0.8488	5.2093	0.1927
5.9993	0.4142	1.0221	1.5880	1.0930	0.8958	0.8467	5.0798	0.2515
5.8310	0.3414	1.0434	1.6016	1.0946	0.8937	0.8435	4.9183	0.2048
5.7188	0.3419	1.0576	1.6107	1.0956	0.8923	0.8413	4.8112	0.2036
4.9586	0.4105	1.0385	1.5985	1.0942	0.8942	0.8442	4.1862	0.2470
4.5760	0.3495	1.0370	1.5975	1.0941	0.8943	0.8445	3.8642	0.2105
0.0000	0.0000	0.0010	1.0002	1.0000	1.0000	0.9998	0.0000	0.0000

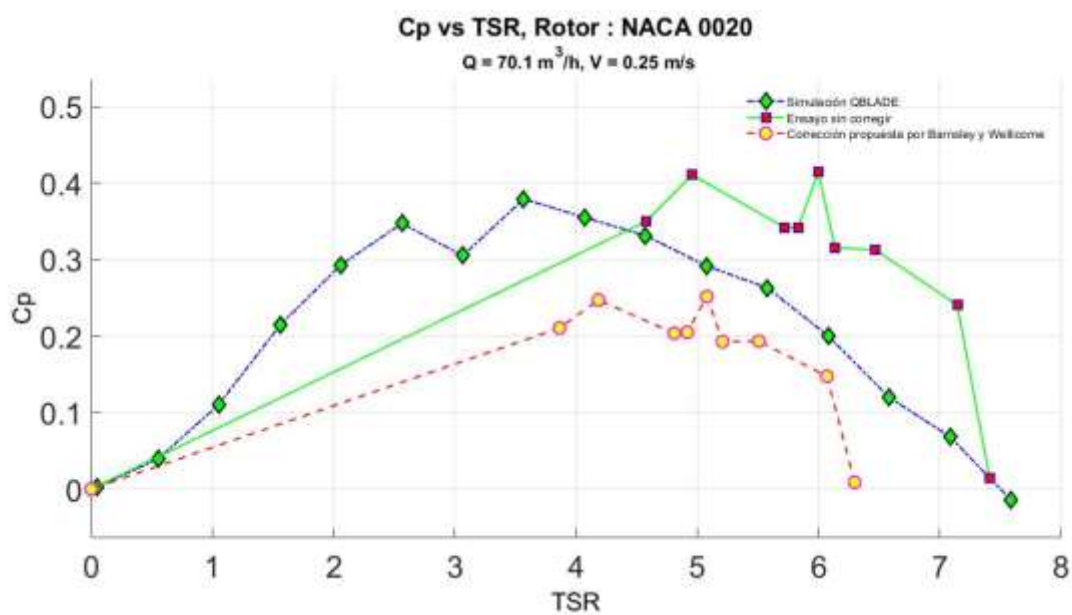


Figura 5.6. Comparación de los resultados obtenidos en los ensayos con la simulación QBlade para $Q = 70.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V = 0.25 \text{ m/s}$, rotor NACA_0020.

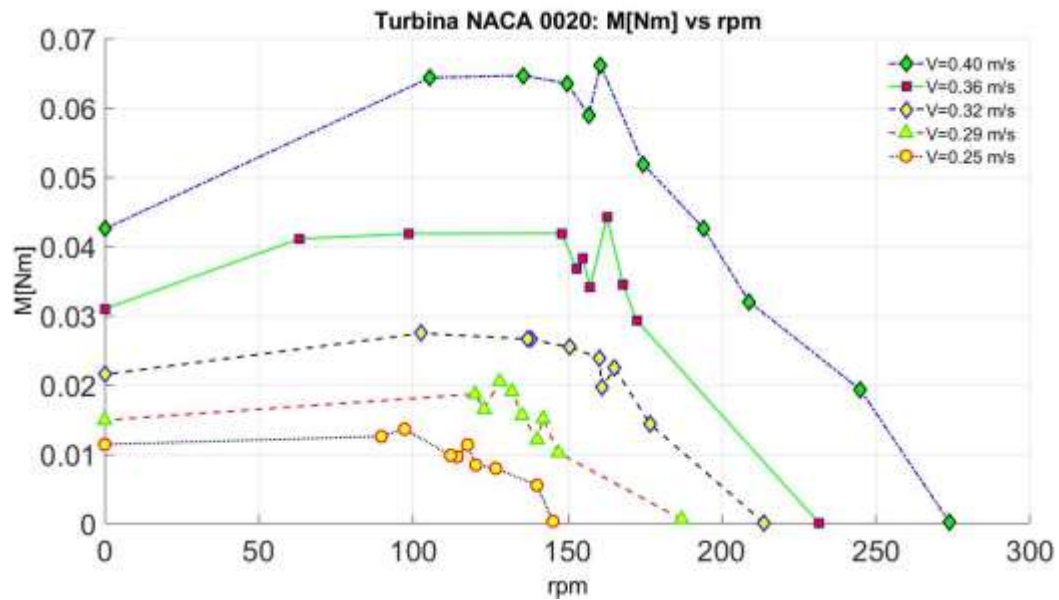


Figura 5.7. Conjunto de curvas de características M [Nm] vs rpm para el rotor NACA_0020.

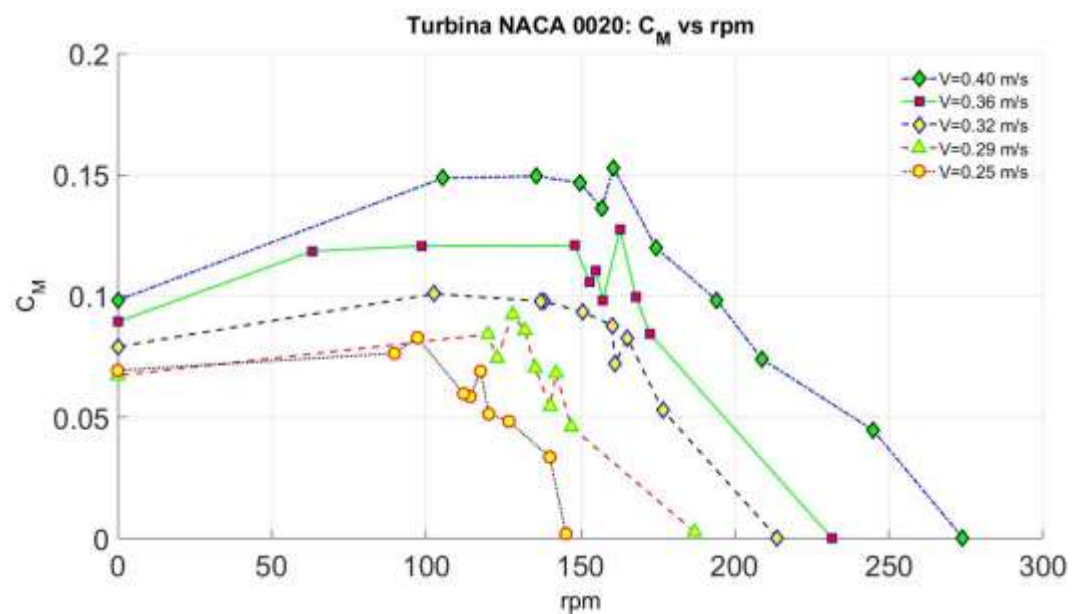


Figura 5.8. Conjunto de curvas características C_M vs rpm para el rotor NACA_0020.

5.2. Resultados de las correcciones y gráficos para el rotor NACA 4412.

Tabla 5. 6. Resultados de las correcciones propuestas por BW para $Q = 114.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V = 0.40 \text{ m/s}$ Rotor NACA_4412.

$TSR(\lambda)$	C_p	C_T	$\frac{\beta_4}{\alpha_4}$	$\frac{\alpha_2}{\alpha_4}$	α_2	$\frac{U}{U'}$	$TSR'(\lambda')$	C'_p
11.0968	0.0049	0.4698	1.2535	1.0477	0.9502	0.9313	10.3343	0.0039
9.6533	0.7240	0.4698	1.2535	1.0477	0.9502	0.9313	8.9900	0.5848
9.0910	0.8033	0.4698	1.2535	1.0477	0.9502	0.9313	8.4663	0.6488
8.6046	0.9154	0.4698	1.2535	1.0477	0.9502	0.9313	8.0133	0.7394
7.5558	1.2864	0.4698	1.2535	1.0477	0.9502	0.9313	7.0367	1.0390
7.3789	1.4432	0.6308	1.3480	1.0625	0.9336	0.9070	6.6929	1.0769
6.4092	1.4555	0.8122	1.4583	1.0780	0.9152	0.8794	5.6365	0.9900
6.2860	1.4419	0.7699	1.4322	1.0744	0.9195	0.8859	5.5686	1.0025
6.2671	1.3240	0.7711	1.4330	1.0746	0.9194	0.8857	5.5507	0.9199
2.3438	0.5414	0.8239	1.4656	1.0789	0.9141	0.8777	2.0571	0.3660
0.0000	0.0000	0.0010	1.0005	1.0001	0.9999	0.9999	0.0000	0.0000

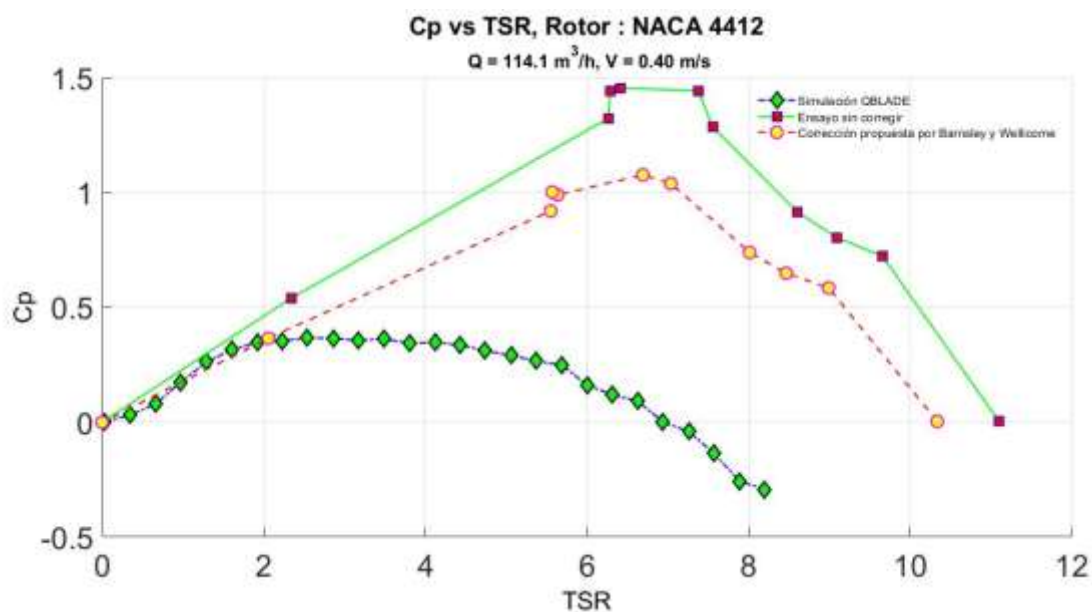


Figura 5.9. Comparación de los resultados obtenidos en los ensayos con la simulación QBLADE para $Q = 114.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V = 0.40 \text{ m/s}$, rotor NACA_4412.

Tabla 5.7. Resultados de las correcciones propuestas por BW para $Q = 100.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V = 0.33 \text{ m/s}$ Rotor NACA_4412.

$TSR(\lambda)$	C_P	C_T	$\frac{\beta_4}{\alpha_4}$	$\frac{\alpha_2}{\alpha_4}$	α_2	$\frac{U}{U'}$	$TSR'(\lambda')$	C'_P
9.3792	0.5635	0.5969	1.3325	1.0638	0.9332	0.9148	8.5800	0.4314
8.6696	0.8041	0.5969	1.3325	1.0638	0.9332	0.9148	7.9309	0.6155
7.4869	1.1467	0.5969	1.3325	1.0638	0.9332	0.9148	6.8489	0.8778
6.7810	1.1986	0.9097	1.5306	1.0928	0.8995	0.8678	5.8845	0.7833
6.7509	1.2194	0.9117	1.5319	1.0930	0.8993	0.8675	5.8564	0.7961
6.3304	1.1870	0.9546	1.5601	1.0967	0.8948	0.8610	5.4503	0.7576
6.2628	1.2814	0.9647	1.5668	1.0975	0.8937	0.8594	5.3825	0.8134
6.1164	1.2857	0.9832	1.5791	1.0991	0.8917	0.8566	5.2394	0.8082
4.3667	0.9322	0.9279	1.5425	1.0944	0.8976	0.8650	3.7773	0.6034
3.0300	0.5800	0.9086	1.5298	1.0927	0.8996	0.8680	2.6299	0.3792
0.0000	0.0000	0.0010	1.0005	1.0001	0.9999	0.9999	0.0000	0.0000

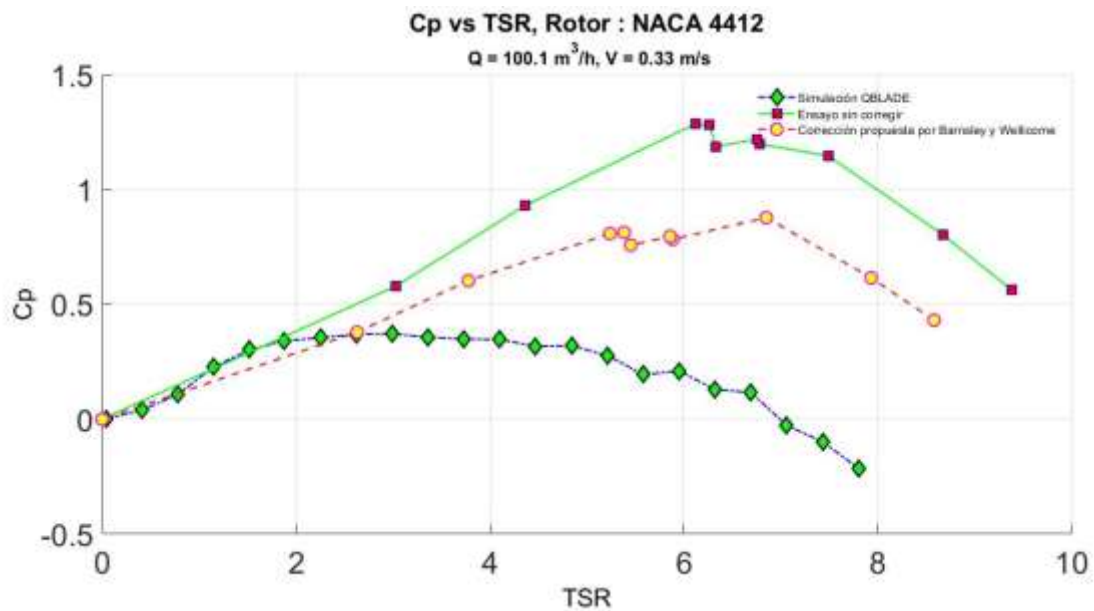


Figura 5.10. Comparación de los resultados obtenidos en los ensayos con la simulación QBlade para $Q = 100.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V = 0.33 \text{ m/s}$, rotor NACA_4412.

Tabla 5.8. Resultados de las correcciones propuestas por BW para $Q = 90.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V = 0.31 \text{ m/s}$ Rotor NACA_4412.

$TSR(\lambda)$	C_P	C_T	$\frac{\beta_4}{\alpha_4}$	$\frac{\alpha_2}{\alpha_4}$	α_2	$\frac{U}{U'}$	$TSR'(\lambda')$	C'_P
10.5263	0.0959	0.2288	1.1195	1.0252	0.9745	0.9679	10.1884	0.0870
8.5877	0.8251	0.2288	1.1195	1.0252	0.9745	0.9679	8.3120	0.7482
7.7792	1.1393	0.2288	1.1195	1.0252	0.9745	0.9679	7.5295	1.0330
7.2265	1.5512	0.5342	1.2936	1.0566	0.9410	0.9234	6.6730	1.2214
6.6491	1.3605	0.8280	1.4749	1.0838	0.9097	0.8793	5.8467	0.9250
6.6202	1.2915	0.8416	1.4836	1.0850	0.9083	0.8773	5.8077	0.8720
6.0881	1.3450	0.9287	1.5398	1.0925	0.8991	0.8640	5.2603	0.8676
5.5519	1.2698	0.9573	1.5585	1.0949	0.8962	0.8597	4.7728	0.8067
5.1229	1.2438	0.9510	1.5544	1.0944	0.8968	0.8606	4.4090	0.7929
0.0000	0.0000	0.0010	1.0005	1.0001	0.9999	0.9999	0.0000	0.0000

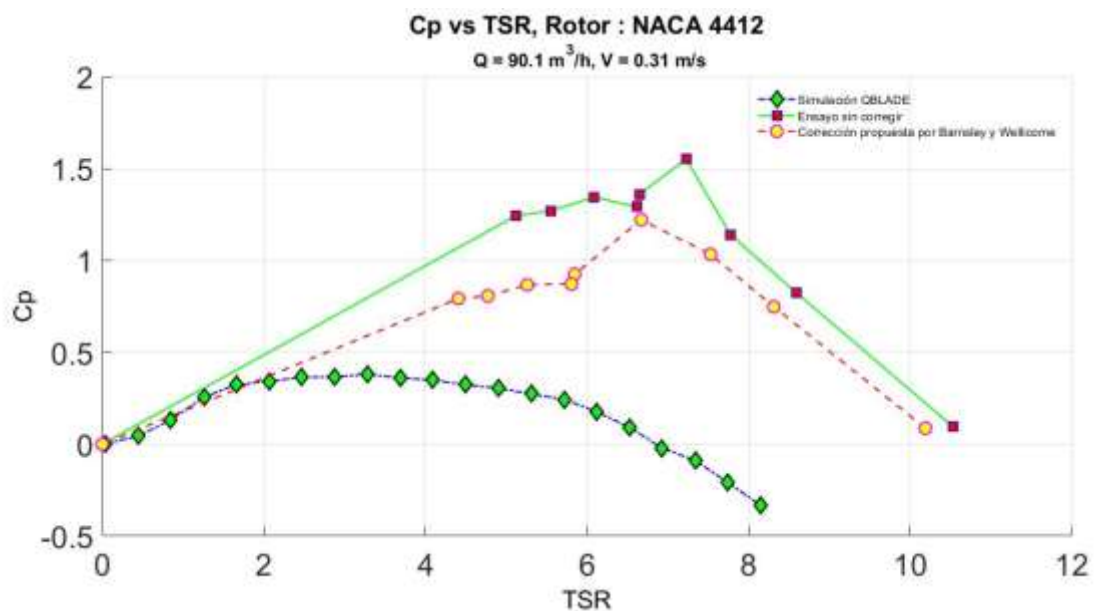


Figura 5.11. Comparación de los resultados obtenidos en los ensayos con la simulación QBlade para $Q = 90.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V = 0.31 \text{ m/s}$, rotor NACA_4412.

Tabla 5.9. Resultados de las correcciones propuestas por BW para $Q = 80.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V = 0.28 \text{ m/s}$ Rotor NACA_4412.

$TSR(\lambda)$	C_P	C_T	$\frac{\beta_4}{\alpha_4}$	$\frac{\alpha_2}{\alpha_4}$	α_2	$\frac{U}{U'}$	$TSR'(\lambda')$	C'_P
10.9587	0.0219	0.1385	1.0709	1.0146	0.9852	0.9801	10.7403	0.0206
9.5379	0.6220	0.1385	1.0709	1.0146	0.9852	0.9801	9.3478	0.5855
9.0135	0.8855	0.1385	1.0709	1.0146	0.9852	0.9801	8.8338	0.8336
8.3770	0.9340	0.1385	1.0709	1.0146	0.9852	0.9801	8.2100	0.8792
7.6330	1.4864	0.4836	1.2612	1.0487	0.9490	0.9290	7.0911	1.1918
7.2655	1.1840	0.7195	1.4008	1.0697	0.9250	0.8933	6.4901	0.8439
6.5259	1.4097	0.8215	1.4632	1.0781	0.9148	0.8777	5.7279	0.9532
6.0105	1.3303	0.7801	1.4377	1.0747	0.9189	0.8840	5.3135	0.9191
5.3830	1.2022	0.9702	1.5563	1.0898	0.9002	0.8550	4.6024	0.7513
0.0000	0.0000	0.0010	1.0005	1.0001	0.9999	0.9999	0.0000	0.0000

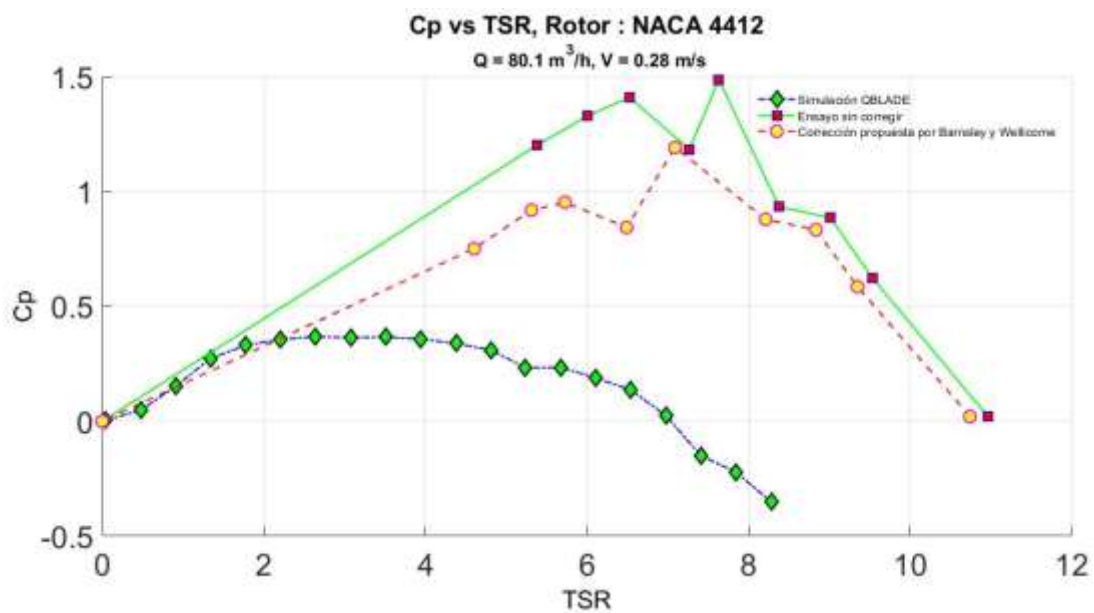


Figura 5.12. Comparación de los resultados obtenidos en los ensayos con la simulación QBlade para $Q = 80.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V = 0.28 \text{ m/s}$, rotor NACA_4412.

Tabla 5.10. Resultados de las correcciones propuestas por BW para $Q = 70.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V = 0.24 \text{ m/s}$ Rotor NACA_4412.

$TSR(\lambda)$	C_P	C_T	$\frac{\beta_4}{\alpha_4}$	$\frac{\alpha_2}{\alpha_4}$	α_2	$\frac{U}{U'}$	$TSR'(\lambda')$	C'_P
9.9037	0.0131	0.2436	1.1272	1.0260	0.9735	0.9652	9.5590	0.0118
7.5058	0.8336	0.2436	1.1272	1.0260	0.9735	0.9652	7.2445	0.7495
6.6111	1.0670	0.8357	1.4755	1.0816	0.9114	0.8767	5.7961	0.7190
6.4655	0.9830	0.8033	1.4552	1.0789	0.9147	0.8817	5.7003	0.6737
6.1378	1.1426	0.8446	1.4811	1.0824	0.9105	0.8754	5.3728	0.7664
5.9817	1.1325	0.9000	1.5161	1.0869	0.9048	0.8669	5.1857	0.7379
5.6852	1.2475	0.9226	1.5305	1.0888	0.9026	0.8635	4.9091	0.8031
5.6072	1.2846	0.8995	1.5158	1.0869	0.9049	0.8670	4.8615	0.8372
4.6606	0.9108	0.9398	1.5415	1.0901	0.9008	0.8609	4.0120	0.5811
0.0000	0.0000	0.0010	1.0005	1.0001	0.9999	0.9999	0.0000	0.0000

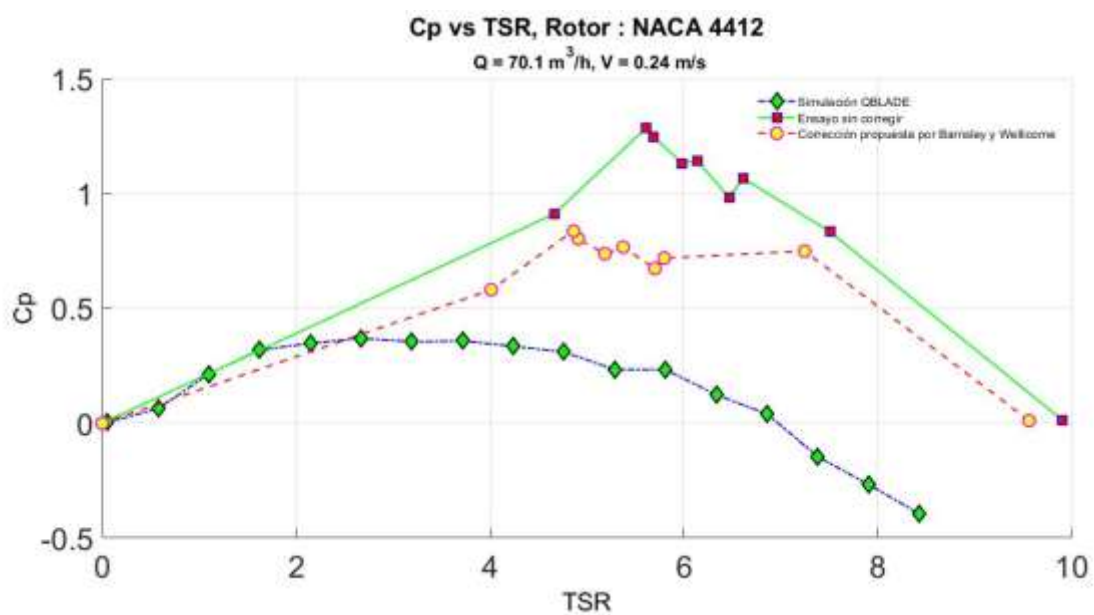


Figura 5.13. Comparación de los resultados obtenidos en los ensayos con la simulación QBlade para $Q = 70.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V = 0.24 \text{ m/s}$, rotor NACA_4412.

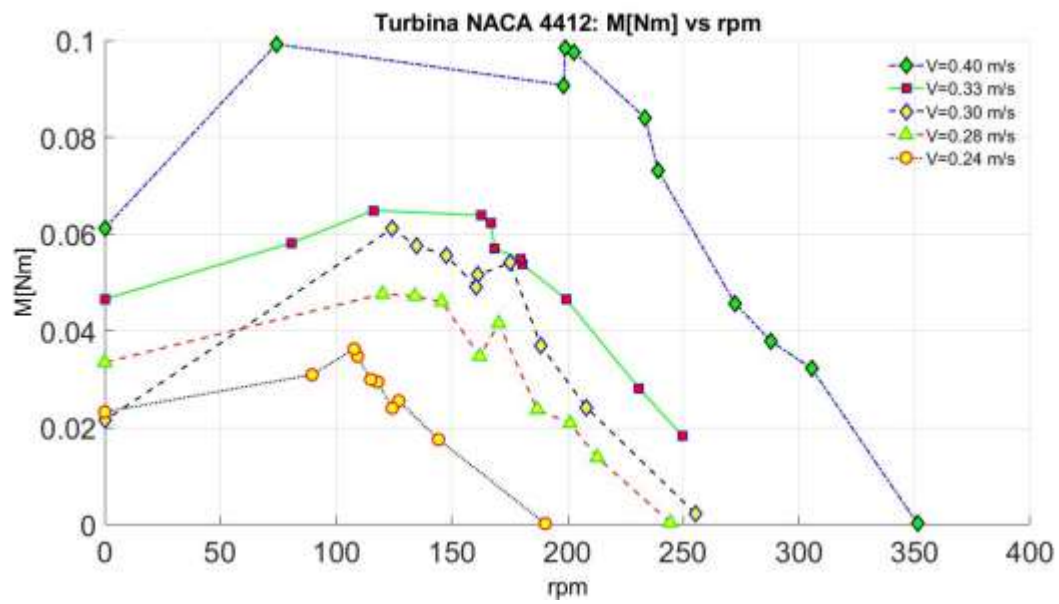


Figura 5.14. Conjunto de curvas características M [Nm] vs rpm para el rotor NACA_4412.

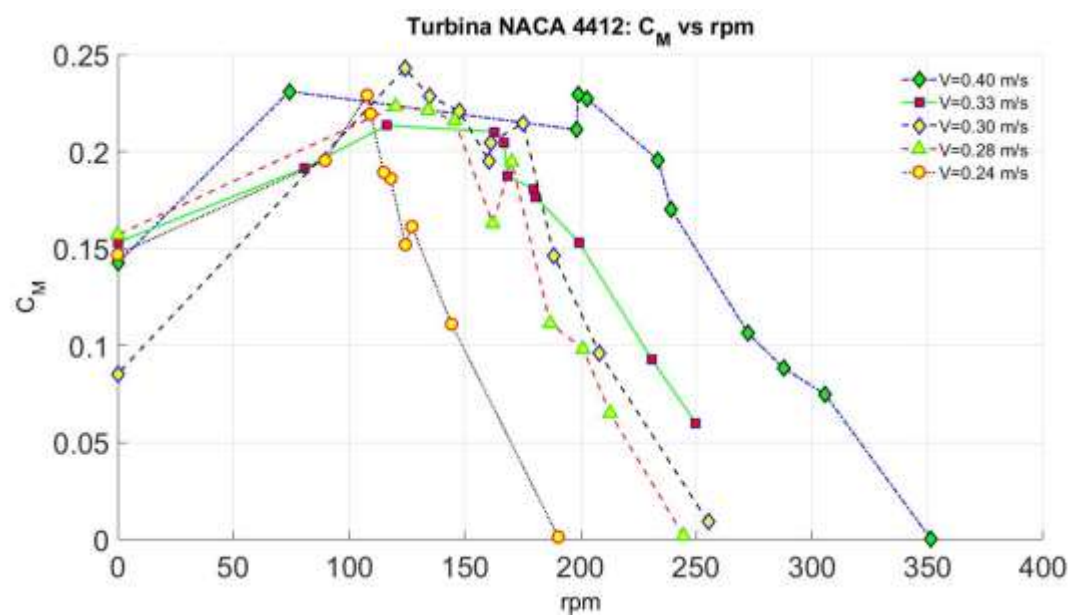


Figura 5.15. Conjunto de curvas características C_M vs rpm para el rotor NACA_4412.

5.3. Resultados de las correcciones y gráficos para el rotor SG 6043.

Tabla 5.11. Resultados de las correcciones propuestas por BW para $Q = 114.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V = 0.39 \text{ m/s}$ Rotor SG_6043.

$TSR(\lambda)$	C_P	C_T	$\frac{\beta_4}{\alpha_4}$	$\frac{\alpha_2}{\alpha_4}$	α_2	$\frac{U}{U'}$	$TSR'(\lambda')$	C'_P
11.6673	0.0011	0.5119	1.2791	1.0530	0.9446	0.9258	10.8022	0.0009
8.5717	0.7657	1.0190	1.5940	1.0971	0.8922	0.8491	7.2780	0.4687
8.1899	0.8197	1.0264	1.5988	1.0977	0.8915	0.8479	6.9446	0.4998
8.0680	0.7911	1.0274	1.5994	1.0978	0.8914	0.8478	6.8399	0.4820
7.7857	0.9073	1.0300	1.6011	1.0980	0.8911	0.8474	6.5975	0.5521
7.1313	1.0505	0.9797	1.5684	1.0940	0.8962	0.8551	6.0977	0.6568
6.9677	1.0515	0.9816	1.5697	1.0942	0.8960	0.8548	5.9559	0.6567
6.3903	0.9369	1.0915	1.6415	1.1027	0.8850	0.8380	5.3550	0.5513
5.2771	0.7100	0.9574	1.5540	1.0922	0.8985	0.8585	4.5302	0.4492
5.1809	0.7217	0.9633	1.5578	1.0927	0.8979	0.8576	4.4430	0.4552
0.0000	0.0000	0.0010	1.0005	1.0001	0.9999	0.9999	0.0000	0.0000

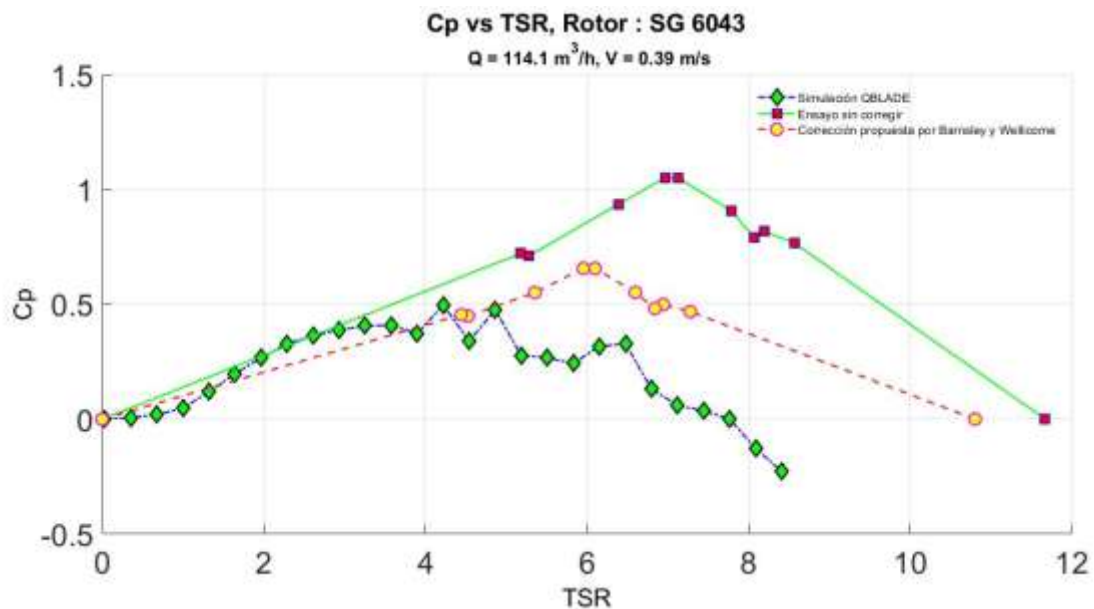


Figura 5.16. Comparación de los resultados obtenidos en los ensayos con la simulación QBlade para $Q = 114.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V = 0.39 \text{ m/s}$, rotor SG_6043.

Tabla 5.12. Resultados de las correcciones propuestas por BW para $Q = 100.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V = 0.36 \text{ m/s}$ Rotor SG_6043.

$TSR(\lambda)$	C_P	C_T	$\frac{\beta_4}{\alpha_4}$	$\frac{\alpha_2}{\alpha_4}$	α_2	$\frac{U}{U'}$	$TSR'(\lambda')$	C'_P
10.7333	0.0022	1.1993	1.7060	1.1073	0.8773	0.8203	8.8046	0.0012
9.3831	0.2853	0.7593	1.4257	1.0736	0.9206	0.8875	8.3275	0.1994
8.4830	0.7223	1.0234	1.5915	1.0946	0.8943	0.8472	7.1864	0.4392
8.2237	0.5237	1.0776	1.6265	1.0986	0.8890	0.8389	6.8987	0.3092
7.3596	0.7399	0.9423	1.5398	1.0884	0.9023	0.8596	6.3260	0.4699
7.0143	0.6440	1.0035	1.5788	1.0931	0.8963	0.8502	5.9636	0.3958
6.4306	0.5376	0.9195	1.5254	1.0866	0.9046	0.8630	5.5499	0.3456
5.6313	0.7179	0.9660	1.5549	1.0902	0.9000	0.8559	4.8201	0.4502
5.1524	0.6016	1.1131	1.6495	1.1012	0.8856	0.8335	4.2943	0.3483
3.1037	0.3498	0.8111	1.4576	1.0779	0.9154	0.8796	2.7300	0.2381
0.0000	0.0000	0.0001	1.0005	1.0001	0.9999	1.0001	0.0000	0.0000

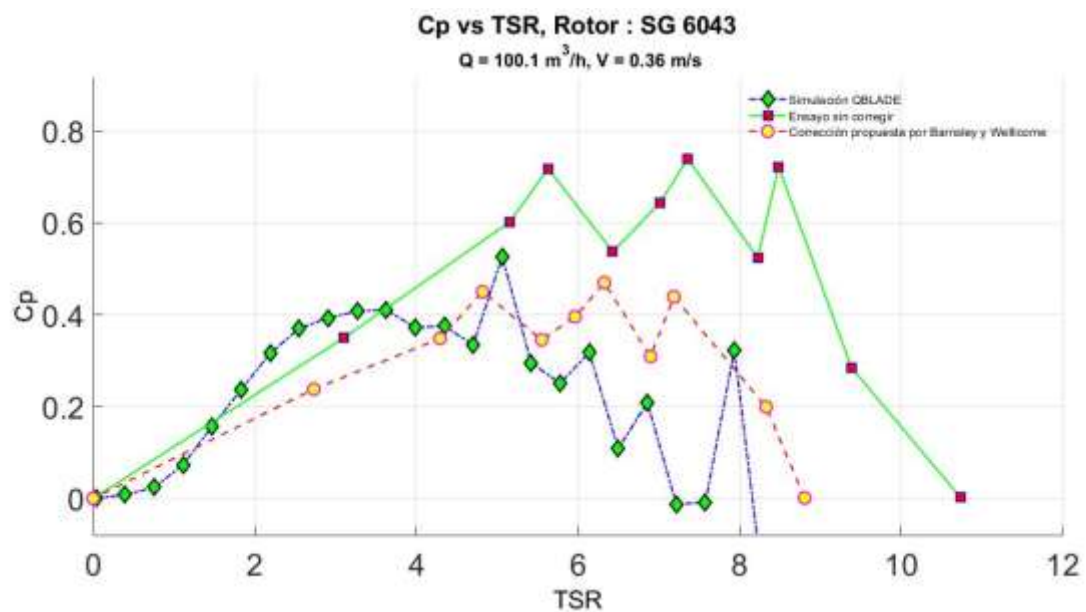


Figura 5.17. Comparación de los resultados obtenidos en los ensayos con la simulación QBlade para $Q = 100.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V = 0.36 \text{ m/s}$, rotor SG_6043.

Tabla 5.13. Resultados de las correcciones propuestas por BW para $Q = 90.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V = 0.32 \text{ m/s}$ Rotor SG_6043.

$TSR(\lambda)$	C_P	C_T	$\frac{\beta_4}{\alpha_4}$	$\frac{\alpha_2}{\alpha_4}$	α_2	$\frac{U}{U'}$	$TSR'(\lambda')$	C'_P
12.3666	0.3420	1.1807	1.0348	0.9641	0.9498	11.7464	0.0030	0.3420
11.2201	0.5301	1.2874	1.0523	0.9449	0.9215	10.3396	0.2396	0.5301
10.4491	1.1456	1.6657	1.1010	0.8846	0.8275	8.6471	0.2577	1.1456
9.8877	0.8921	1.5051	1.0825	0.9089	0.8663	8.5659	0.4575	0.8921
8.6957	1.0072	1.5773	1.0912	0.8978	0.8487	7.3801	0.5133	1.0072
8.0731	1.1568	1.6730	1.1018	0.8836	0.8258	6.6671	0.4779	1.1568
7.5789	1.0636	1.6131	1.0953	0.8924	0.8401	6.3668	0.5700	1.0636
6.1240	0.8825	1.4992	1.0818	0.9099	0.8678	5.3143	0.3699	0.8825
4.8312	1.0121	1.5804	1.0915	0.8973	0.8479	4.0966	0.4880	1.0121
0.0000	0.0010	1.0005	1.0001	0.9999	0.9999	0.0000	0.0000	0.0010

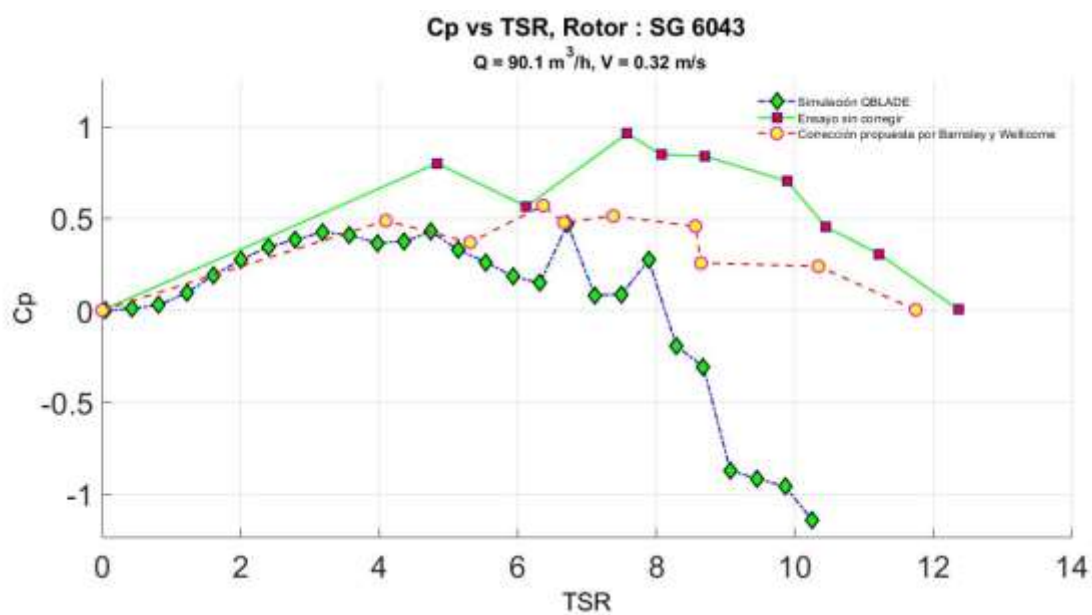


Figura 5.18. Comparación de los resultados obtenidos en los ensayos con la simulación QBlade para $Q = 90.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V = 0.32 \text{ m/s}$, rotor SG_6043.

Tabla 5.14. Resultados de las correcciones propuestas por BW para $Q = 80.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V = 0.29 \text{ m/s}$ Rotor SG_6043.

$TSR(\lambda)$	C_P	C_T	$\frac{\beta_4}{\alpha_4}$	$\frac{\alpha_2}{\alpha_4}$	α_2	$\frac{U}{U'}$	$TSR'(\lambda')$	C'_P
12.3661	0.0014	0.5661	1.3060	1.0531	0.9434	0.9146	11.3099	0.0011
10.1908	0.4798	0.9298	1.5219	1.0814	0.9089	0.8586	8.7502	0.3037
8.7709	0.7335	0.9827	1.5544	1.0851	0.9040	0.8505	7.4599	0.4513
7.8982	0.9232	1.0297	1.5834	1.0884	0.8997	0.8433	6.6607	0.5537
7.2165	0.9715	0.9849	1.5557	1.0853	0.9038	0.8502	6.1353	0.5970
6.9559	1.1033	1.0122	1.5725	1.0872	0.9013	0.8460	5.8847	0.6681
6.7996	1.0138	1.1699	1.6709	1.0976	0.8869	0.8219	5.5886	0.5629
6.5348	0.9514	1.4180	1.8294	1.1126	0.8649	0.7844	5.1262	0.4593
6.1874	0.9020	0.9756	1.5500	1.0846	0.9046	0.8516	5.2692	0.5571
0.0000	0.0000	0.0010	1.0005	1.0001	0.9999	0.9999	0.0000	0.0000

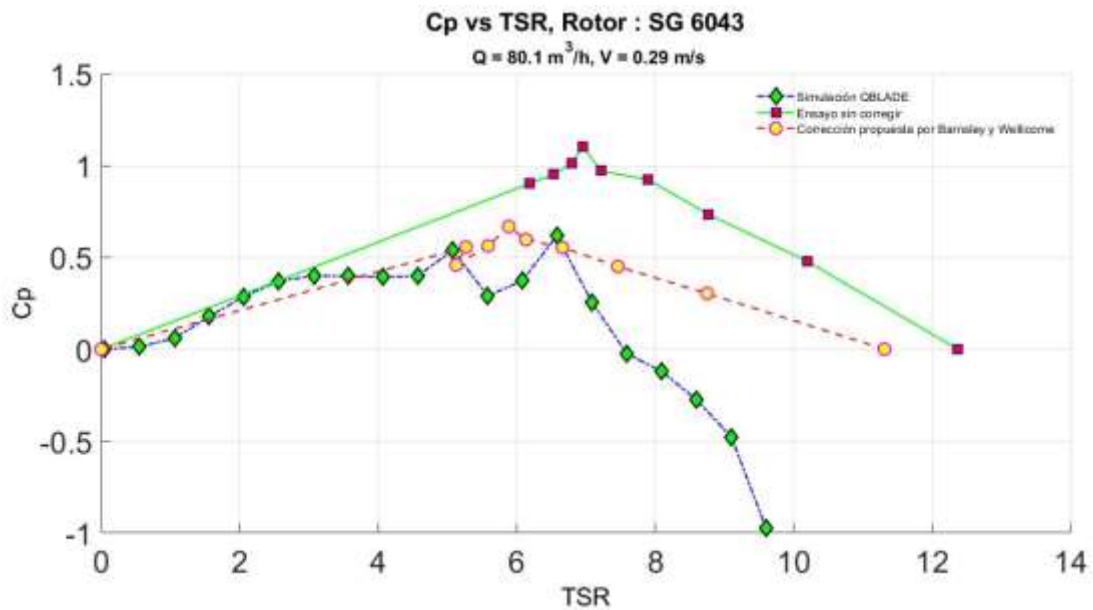


Figura 5.19. Comparación de los resultados obtenidos en los ensayos con la simulación QBlade para $Q = 80.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V = 0.29 \text{ m/s}$, rotor SG_6043.

Tabla 5.15. Resultados de las correcciones propuestas por BW para $Q = 70.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V = 0.24 \text{ m/s}$ Rotor SG_6043.

$TSR(\lambda)$	C_P	C_T	$\frac{\beta_4}{\alpha_4}$	$\frac{\alpha_2}{\alpha_4}$	α_2	$\frac{U}{U'}$	$TSR'(\lambda')$	C'_P
11.0740	0.0022	0.6793	1.3788	1.0681	0.9274	0.9005	9.9718	0.0016
7.9531	0.6755	1.1259	1.6627	1.1045	0.8823	0.8324	6.6204	0.3897
7.7034	0.8689	1.0736	1.6282	1.1006	0.8874	0.8404	6.4741	0.5158
7.5994	0.8181	1.0417	1.6074	1.0981	0.8906	0.8453	6.4237	0.4941
6.9024	0.8789	1.1122	1.6536	1.1035	0.8836	0.8345	5.7602	0.5108
6.6787	0.8720	1.0989	1.6449	1.1025	0.8849	0.8366	5.5872	0.5105
6.5227	0.9645	1.0767	1.6303	1.1008	0.8871	0.8399	5.4787	0.5716
6.2626	0.7561	1.0329	1.6017	1.0975	0.8915	0.8466	5.3022	0.4589
3.8710	0.5471	0.9081	1.5213	1.0876	0.9040	0.8657	3.3511	0.3549
0.0000	0.0000	0.0010	1.0005	1.0001	0.9999	0.9999	0.0000	0.0000

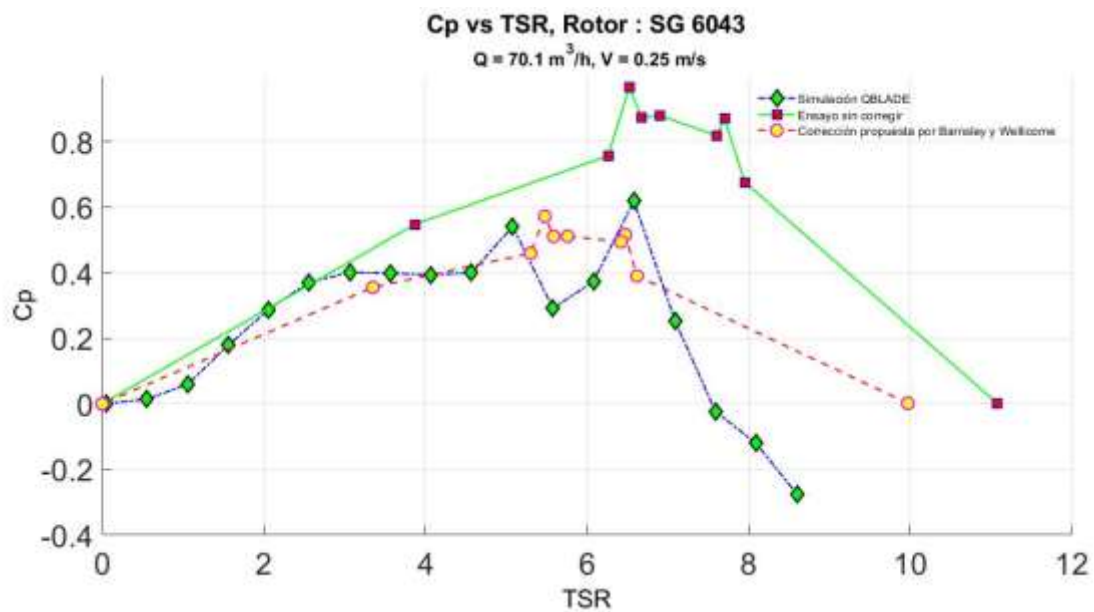


Figura 5.20. Comparación de los resultados obtenidos en los ensayos con la simulación QBlade para $Q = 70.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $V = 0.25 \text{ m/s}$, rotor SG_6043.

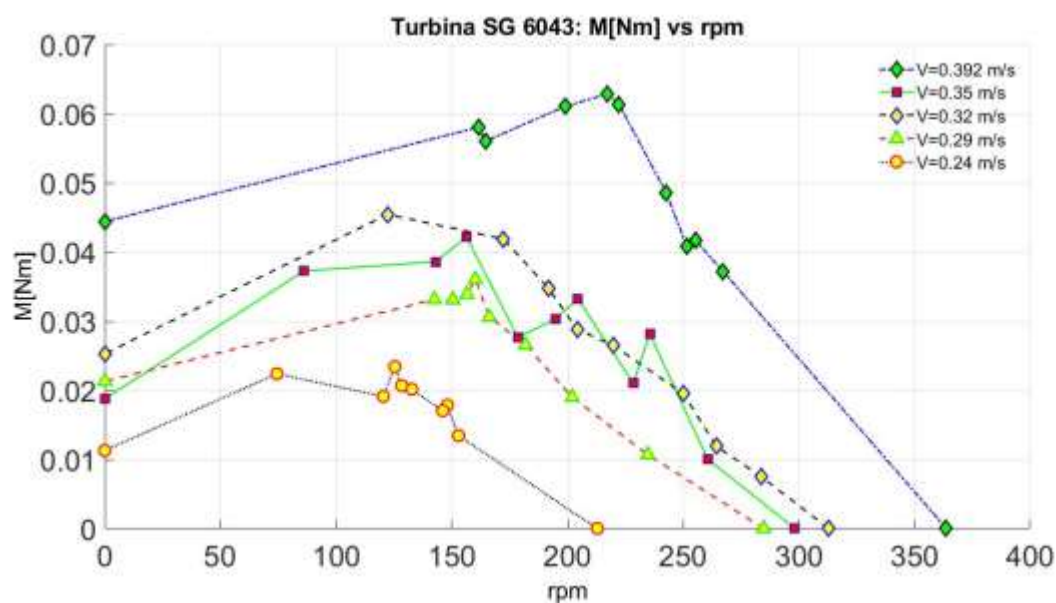


Figura 5.21. Conjunto de curvas de características $M[Nm]$ vs rpm para el rotor SG_6043.

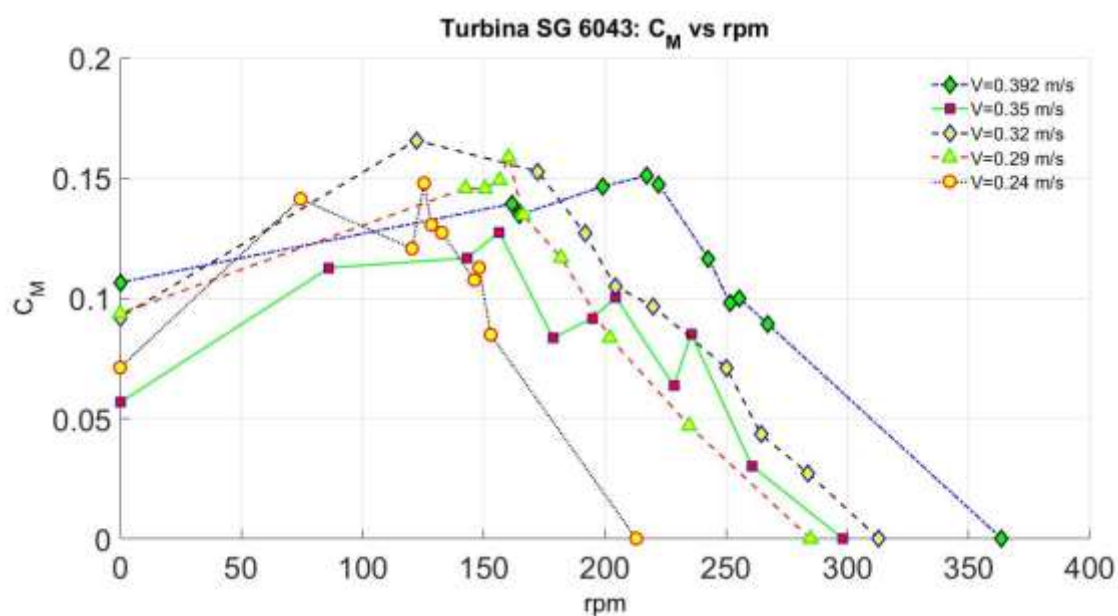


Figura 5.22. Conjunto de curvas de características C_M vs rpm para el rotor SG_6043.

En la Tabla 5.1 hasta la Tabla 5.15 se muestran los resultados de aplicar el algoritmo de corrección a los datos obtenidos en los ensayos consiguiéndose para el rotor diseñado con perfil aerodinámico NACA 0020, aproximar los valores a los teóricos obtenidos del QBlade.

En los gráficos anteriores, como se comentó anteriormente pueden observarse valores del Coeficiente de Potencia muy altos incluso superiores a los establecidos por el **límite de Betz**

datos de la simulación en QBlade. Esto, que podría inicialmente aparentar ser erróneo, se debe a que las condiciones de flujo libre en las que se establece la teoría de **Betz** no se presentan en nuestro ensayo donde las paredes laterales del canal estrangulan la sección de paso haciendo que en lugar de disminuir la velocidad a su paso por el disco rotor, ésta aumente.

Analizando el efecto de bloqueo de la sección en los resultados de C_P y TSR. se observa que en las turbinas con valores altos del $TSR > 8.6$ las curvas se mantienen alejadas de los resultados teóricos esto debido al aumento de velocidad producido por el bloqueo de la sección. Además, para TSR altos, los efectos generados por el flujo secundario, especialmente el flujo de herradura que va de intradós a extradós alrededor de la punta del álabe tiene gran relevancia. Conviene revisar en futuros estudios los modelos empíricos empleados en QBlade para estos TSR para la determinación de estas pérdidas generadas por el flujo secundario, dado la mayor complejidad del flujo estrangulado con respecto al flujo de diseño.

También se observa que en los rotores diseñados con perfiles aerodinámicos NACA 4412 y SG 6043 las correcciones se mantienen alejadas de los datos teóricos por ser estos los que mayor TSR desarrollan.

6. Conclusiones

Como conclusiones a los resultados finales obtenidos de la campaña de experimentación, se tiene que los rotores ensayados presentaron resultados aceptables en cuanto a la energía que se pudo recuperar utilizando este tipo de turbinas. Se encontró que para $v < 0.20$ m/s es más difícil medir puntos de funcionamiento C_P vs $TSR(\lambda)$ por la dificultad de medir el par (Nm) y la velocidad de rotación ω (rpm) en el eje con el sistema utilizado (Dinamómetro, tacómetro, correa de frenado). Las turbinas diseñadas a partir de perfiles aerodinámicos NACA 4412 y SG 6043 presentaron mayores coeficientes de potencia C_P , con mayores $TSR(\lambda)$, para las condiciones del flujo establecidas.

Se encontró que en este tipo de turbinas el flujo no se ve afectado por el efecto de bloqueo de sección por ocupación de área. No obstante, la fuerza de empuje sí produce efecto de estrangulamiento aumentando la velocidad a su paso por el disco rotor, obteniéndose valores del Coeficiente de Potencia C_P muy altos incluso superiores a los establecidos por el límite de Betz en los datos de la simulación en QBlade como se muestran en los datos experimentales.

Como trabajos futuros se propone evaluar las turbinas diseñadas en un canal más grande donde se consigan velocidades del flujo $V > 0.40$ m/s y bajo condiciones en las que los resultados puedan o no verse afectados por el efecto de bloqueo.

Se propone también utilizar otro sistema de medición del par M (Nm) y la velocidad de rotación ω (rpm) en el eje con el fin de evitar pérdidas de energía mecánicas producto de la utilización de correas y piñones.

También se propone agregar un alternador y ensayar las turbinas en un emplazamiento más real con el fin de comparar la potencia teórica disponible en el flujo con la extraída del alternador evaluando la eficiencia como pico-hidroeléctrica con este tipo de turbinas e incluso estudiar la posible comercialización del mismo.

Finalmente se plantea explorar la eficiencia de utilización de **winglets** u otros dispositivos de punta alar para reducir las pérdidas en punta de pala en turbinas diseñadas para un TSR altos.

7. Bibliografía

- [1] «Food and Agriculture Organization (FAO).Aquastat,» 2015. [En línea]. Available: <http://www.fao.org/aquastat/en/overview/methodology/water-use/>. [Último acceso: 15 Mayo 2021].
- [2] Seoane, P.; Allué, R.; Postigo, M.J; Cordon, M.A., «Boletín Mensual de Estadística,» Instituto Nacional de Estadística, Madrid. España., 2013.
- [3] «Food and Agriculture Organization (FAO),» 2002. [En línea]. Available: http://www.fao.org/3/y3918s/y3918s10.htm#P0_0. [Último acceso: 15 Abril 2021].
- [4] Maestu, J.; Villar, A., «Precios Y Costes de Los Servicios Del Agua En España,» Ministerio de Medio Ambiente, 2007. [En línea]. Available: https://hisagua.cedex.es/sites/default/files/especiales/Tarifas_agua/precios_costes_servicios_%20agua.pdf. [Último acceso: 15 Mayo 2021].
- [5] «Blog del Agua. El riego localizado alcanza el 48,23 % de la superficie regada en España,» 22 01 2014. [En línea]. Available: <https://blogdelagua.com/actualidad/el-riego-localizado-alcanza-el-4823-de-la-superficie-regada-en-espana/>. [Último acceso: 25 Mayo 2021].
- [6] Ministerio Industria, Turismo y Comercio; IDAE. Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía, «Ahorro y eficiencia energética en Agricultura de Regadío,» Madrid, España, 2005.
- [7] Hansen, Martin O. L., Aerodynamics of Wind Turbines, United Kingdom, London. USA, Sterling, VA: Earthscan, 2008.
- [8] wiki/NACA_airfoil, «en.wikipedia.org,» 22 Octubre 2018. [En línea]. Available: https://en.wikipedia.org/wiki/NACA_airfoil#/media/File:NACA_Profil_0.svg.
- [9] Giguere P, Selig M. S., «New airfoils for small horizontal axis wind turbines,» *J Solar Energy Eng* 120, nº 120, pp. 108-114, 1998.
- [10] MJ Barnsley, JF Wellicome, «Final report on the 2nd phase of development and testing of a horizontal axis wind turbine test rig for the investigation of stall regulation aerodynamics,» *Tech. rep., Carried out under ETSU Agreement E.5A/1746*, 1990.
- [11] Thomas Kinsey, Guy Dumas, «Impact of channel blockage on the performance of axial and cross-flow hydrokinetic turbines,» *ELSEVIER/Renewable Energy*, pp. 252-254, 2016.
- [12] «MPU6050 Module,» SUNFOUNDER, 6 Septiembre 2019. [En línea]. Available: http://wiki.sunfounder.cc/index.php?title=MPU6050_Module. [Último acceso: 20 Abril 2021].
- [13] S. L. Dixon, Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery, Linacre House, Jordan Hill, Oxford, United Kingdom: Butterworth-Heinemann/Reed Elsevier plc group, 1998.
- [14] Zamora Parra, Blas ; Viedma Robles, Antonio , Máquinas Hidráulicas, Teoría y Problemas, Cartagena, España: CRAI biblioteca, Universidad Politécnica de Cartagena, 2016.

- [15] M. Álvarez Fernández, S. Camba Fernández, A. Fernández Jiménez, M. Rico-Secades, E. Álvarez Álvarez y A. J. Calleja Rodríguez, «Control and Monitoring System for Hydraulic Microturbines Test Benches,» *Proceedings/MDPI*, pp. 1-2, 2018.
- [16] M. Pérez-Sánchez, F. J. Sánchez-Romero, H. M. Ramos y P. A. López-Jiménez, «Energy Recovery in Existing Water Networks: Towards Greater Sustainability,» *Water/MDPI*, pp. 1-5, 2017.
- [17] Marten, David; Wendler, Juliane., QBlade Guidelines v0.6, TU Berlin, 2013.
- [18] D. Marten, QBlade Short Manual v0.8, TU Berlin, 2012.
- [19] NISHI, Yasuyuki; SATO, Genki; SHIOHARA, Daishi; INAGAKI Terumi; KIKUCHI, Norio, «A Study of the Flow Field of an Axial Flow Hydraulic Turbine with a Collection Device in an Open,» *ELSEVIER/Renewable Energy*, vol. 130, pp. 1036-1048, 2018.
- [20] S. Pinzón Paz, «El perfil alar y su nomenclatura NACA,» *rev. Ciencia poder aéreo*, nº 8, pp. 26-32, 2013.
- [21] «NACA 4412 (naca4412-il),» Airfoil Tools, [En línea]. Available: <http://airfoiltools.com/airfoil/details?airfoil=naca4412-il>. [Último acceso: 20 10 2020].

Apéndice A

Ecuaciones Básicas en Mecánica de Fluidos

En un fluido con partículas sólidas no individuales es común considerar un volumen fijo en el espacio, denotado como volumen de control (**CV**). La segunda ley de Newton es:

$$\mathbf{F} = \frac{d\mathbf{P}}{dt}, \quad (\text{A.1})$$

Donde $\mathbf{F} = (F_x, F_y, F_z)$ es la fuerza total, \mathbf{P} es el momento y t es el tiempo. La derivada del momento \mathbf{P} respecto al tiempo es encontrada a partir de la integración sobre el volumen de control como:

$$\frac{d\mathbf{P}}{dt} = \frac{\partial}{\partial t} \iiint_{cv} \rho \mathbf{V} d(\text{Vol}) + \iint_{cs} \mathbf{V} \rho \mathbf{V} \cdot d\mathbf{A}, \quad (\text{A.2})$$

Donde ρ es la densidad, \mathbf{V} es la velocidad, $d(\text{Vol})$ es una parte infinitesimal del volumen de control total, **CS** denota la superficie del volumen de control y $d\mathbf{A}$ es un vector normal a una parte infinitesimal de la superficie de control. La magnitud del $d\mathbf{A}$ es el área de la parte infinitesimal. Por lo que la segunda ley de Newton para el volumen de control se convierte en:

$$\frac{\partial}{\partial t} \iiint_{cv} \rho \mathbf{V} d(\text{Vol}) + \iint_{cs} \mathbf{V} \rho \mathbf{V} \cdot d\mathbf{A} = \mathbf{F}, \quad (\text{A.3})$$

Donde \mathbf{F} es la fuerza total externa incluidas las fuerzas viscosas y de presión que actúan en la superficie del volumen de control. Además, las fuerzas del cuerpo, por ejemplo, la gravedad y las fuerzas del flujo que pasa por un objeto dentro del volumen de control contribuyen a la fuerza total. La ecuación (A.3) se utiliza normalmente para determinar una fuerza desconocida, siempre que se conozca la velocidad en la superficie de control. Cuando se utilizan las hipótesis de Stokes para un fluido incomprensible, ecuaciones (A.4)-(A.9) para las tensiones en un volumen de control infinitesimal con longitudes laterales (dx, dy, dz) , se derivan las tres ecuaciones de diferencial parcial de momento (A.11), (A.12), y (A.13). El primer subíndice en τ indica la cara donde la tensión se localiza; el segundo subíndice es la dirección de la tensión:

$$\tau_{xx} = -p + 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} \quad (\text{A.4})$$

$$\tau_{xy} = \tau_{yx} = \mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \quad (\text{A.5})$$

$$\tau_{xz} = \tau_{zx} = \mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \quad (\text{A.6})$$

$$\tau_{yy} = -p + 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} \quad (\text{A.7})$$

$$\tau_{yz} = \tau_{zy} = \mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \quad (\text{A.8})$$

$$\tau_{zz} = -p + 2\mu \frac{\partial w}{\partial z} \quad (\text{A.9})$$

$p(x, y, z, t)$ denotan la presión, $\mathbf{V}(x, y, z, t) = (u, v, w)$ son las componentes de velocidad, $X = (x, y, z)$ son las coordenadas en un plano cartesiano de referencia y μ es la viscosidad.

Las tres ecuaciones de momento (A.11), (A.12) y (A.13) más la ecuación de continuidad (A.10) comprenden las ecuaciones de Navier-Stokes para un fluido incompresible con viscosidad constante μ :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (\text{A.10})$$

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) + f_x \quad (\text{A.11})$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) + f_y \quad (\text{A.12})$$

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) + f_z \quad (\text{A.13})$$

La ecuación (A.10) asegura que el flujo masico neto sea cero dentro y fuera de un cubo infinitesimal con longitudes laterales dx, dy, dz . Las ecuaciones (A.11)-(A.13) son la segunda ley de Newton, en las direcciones x, y y z respectivamente, para un cubo

infinitesimal en el fluido, el cual está fijado en el espacio. Los términos del lado izquierdo son las fuerzas inerciales y los términos del lado derecho son las fuerzas de presión, las fuerzas viscosas y las fuerzas externas del cuerpo $\mathbf{f}(x, y, z, t) = (f_x, f_y, f_z)$ que actúan sobre el cubo respectivamente. Las ecuaciones (A.11)-(A.13) también pueden ser escritas en notación vectorial como:

$$\rho \left(\frac{\partial \mathbf{V}}{\partial t} + (\mathbf{V} \cdot \nabla) \mathbf{V} \right) = -\nabla p + \mu \nabla^2 \mathbf{V} + \mathbf{f}. \quad (\text{A.14})$$

Si las fuerzas externas están presentes y si el flujo es estacionario y las fuerzas viscosas son cero, la ecuación (A.14) se reduce a:

$$-\frac{\nabla p}{\rho} = (\mathbf{V} \cdot \nabla) \mathbf{V} = \frac{1}{2} \nabla((\mathbf{V} \cdot \mathbf{V}) - \mathbf{V} \times (\nabla \times \mathbf{V})). \quad (\text{A.15})$$

La última igualdad en la ecuación (A.15) proviene de una identidad vectorial. Si el flujo es irrotacional, es decir, $\nabla \times \mathbf{V} = 0$, la ecuación de Bernoulli (A.16) viene directamente de la ecuación (A.15) y es válida entre dos puntos cualesquiera en el dominio del flujo:

$$p + \frac{1}{2} \rho (u^2 + v^2 + w^2) = \text{const}. \quad (\text{A.16})$$

Si el flujo no es irrotacional, se puede demostrar a partir de la ecuación (A.15) que la ecuación de Bernoulli (A.16) sigue siendo válida, pero solo a lo largo de la línea de corriente.

Para usar la ecuación de Bernoulli es necesario que el flujo sea estacionario, que no haya fuerzas externas presentes y que el flujo sea incompresible y sin fricción. La ecuación de Bernoulli es generalmente válida a lo largo de la línea de corriente, pero si el flujo es irrotacional, la ecuación es válida entre dos puntos cualesquiera.

Las ecuaciones de Navier-Stokes son difíciles de resolver y a menudo la ecuación en forma integral (A.3) se utiliza en problemas de ingeniería. Si el flujo es estacionario y el par en los lados de un volumen de control anular es cero, el momento integral del momento par (torque) se convierte en:

$$\mathbf{M} = \iint_{CS} \mathbf{r} \times \mathbf{V} \rho \mathbf{V} \cdot d\mathbf{A}, \quad (\text{A.17})$$

Donde \mathbf{M} es un par desconocido que actúa sobre el fluido en el volumen de control y \mathbf{r} es el radio del eje cilíndrico. Si el flujo es uniforme en la entrada y la salida del volumen de control y la única componente distinta de cero es en la dirección del flujo z , la ecuación de la turbina de Euler (A.18) se puede derivar de la ecuación (A.17):

$$P = M_z \omega = \omega \dot{m} (r_1 V_{\theta,1} - r_2 V_{\theta,2}) \quad (\text{A.18})$$

P es la potencia extraída del flujo en un eje mecánico, ω es la velocidad de rotación del eje, V_θ es la componente de velocidad tangencial, \dot{m} es el flujo masico a través del volumen de control y los subíndices 1 y 2 indican la entrada y la salida del volumen de control respectivamente. Otra ecuación importante es la conservación integral de la energía o la primera ley de la termodinámica para un volumen de control, la cual para un flujo constante es:

$$P + Q = \iint_{CS} \left(\mathbf{u}_i + \frac{p}{\rho} + \frac{1}{2} (u^2 + v^2 + w^2) \right) \rho \mathbf{V} \cdot d\mathbf{A}, \quad (\text{A.19})$$

Donde P y Q son la potencia mecánica y la tasa de transferencia de calor agregada al volumen de control y \mathbf{u}_i es la energía interna.

Apéndice B

Corrección del bloqueo

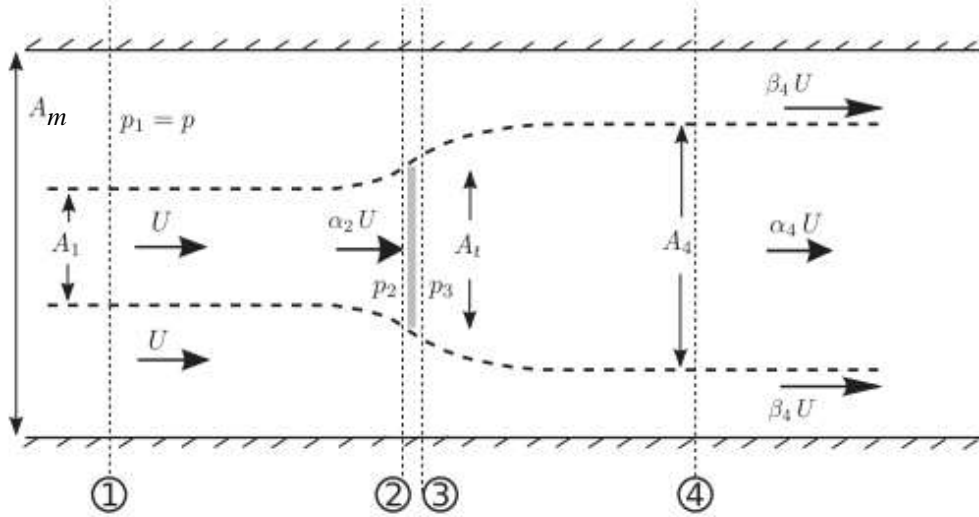


Fig. B.1. Esquema del tubo de corriente alrededor de la turbina [11].

En esta sección, se detallada el procedimiento de la corrección por bloqueo de **BW** extraída de [10] y utilizadas en el trabajo de [11].

Análisis del momento lineal del disco / plano actuador (LMADT)

Continuidad

Con respecto a la Fig. B.1, la ecuación de continuidad para el tubo de corriente se define como

$$A_1 = A_t \alpha_2 = A_4 \alpha_4, \quad (\text{B.5})$$

Y para todo el canal

$$(A_m - A_4) \beta_4 + A_4 \alpha_4 = A_m. \quad (\text{B.6})$$

Bernoulli

Utilizando Bernoulli para las secciones 1 a 4, 1 a 2 y 3 a 4, conduce a la siguiente expresión

$$p - p_4 = \frac{1}{2} \rho U^2 (\beta_4^2 - 1), \quad (\text{B.7})$$

$$p_2 - p_3 = \frac{1}{2} \rho U^2 (\beta_4^2 - \alpha_4^2) \quad (\text{B.8})$$

Estimación del momento axial

La estimación de momento axial en un volumen de control que incluye todo el canal da una primera expresión para la fuerza de arrastre (drag) en la turbina

$$D = \rho U^2 [A_m - (A_m - A_4)(\beta_4^2 - A_4 \alpha_4^2)] + (p - p_4) A_m. \quad (\text{B.9})$$

Sustituyendo la Eq. (B.7) en la Eq. (B.9), obtenemos

$$D = \rho U^2 [A_4(\beta_4^2 - \alpha_4^2) - A_m(\beta_4^2 - 1)] + \frac{1}{2} \rho A_m U^2 (\beta_4^2 - 1). \quad (\text{B.10})$$

que se puede expresar en términos de A_4 utilizando solo continuidad

$$D = \frac{1}{2} \rho A_4 U^2 (\beta_4 - \alpha_4)(\beta_4 + 2\alpha_4 - 1). \quad (\text{B.11})$$

Discontinuidad de presión en toda la turbina

Se puede derivar otra expresión para la fuerza de arrastre (drag) en la turbina de la diferencia de presión en ambos lados de la turbina

$$D = A_t(p_2 - p_3), \quad (\text{B.12})$$

Y por sustitución de la Eq. (B.8) en la Eq. (B.12), obtenemos

$$D = \frac{1}{2} \rho A_t U^2 (\beta_4^2 - \alpha_4^2) \quad (\text{B.13})$$

Ahora tenemos dos ecuaciones para el arrastre en la turbina que deben ser iguales.

Igualando Eq. (B.11) y Eq. (B.13) y utilizando la continuidad, obtenemos

$$\alpha_2 = \frac{\alpha_4(\beta_4 + \alpha_4)}{(\beta_4 + 2\alpha_4 - 1)}. \quad (\text{B.14})$$

Suponiendo que no haya pérdidas internas, la potencia generada por la turbina es $\mathbf{P} = \mathbf{D}\alpha_2\mathbf{U}$. Sustitución de la expresión obtenida para el arrastre (drag) (Eq. (B.13)) y la velocidad a través de la turbina (Eq. (B.14)), obtenemos

$$P = \frac{\frac{1}{2} \rho A_t U^3 \alpha_4 (\beta_4 + \alpha_4) (\beta_4^2 - \alpha_4^2)}{(\beta_4 + 2\alpha_4 - 1)} \quad (\text{B.15})$$

La corrección de bloqueo de Barnsley y Wellicome, [10] utiliza los mismos principios que los desarrollados anteriormente. Expresando continuidad en términos de razones que involucran el déficit de la velocidad de la estela α_4 , aislando a $1/\alpha_4$ e introduciendo la relación de bloqueo $\varepsilon \equiv \frac{A_t}{A_m}$, obtenemos

$$\frac{1}{\alpha_4} = \frac{\beta_4}{\alpha_4} - \varepsilon \frac{\alpha_2}{\alpha_4} \left(\frac{\beta_4}{\alpha_4} - 1 \right), \quad (\text{B.16})$$

y luego al expresar la ecuación. (B.14) en términos de α_4 , obtenemos una ecuación cuadrática para $\frac{\alpha_2}{\alpha_4}$ donde la solución positiva (sólo la raíz positiva tiene un significado físico) es

$$\frac{\alpha_2}{\alpha_4} = \frac{-1 + \sqrt{1 + \varepsilon \left[\left(\frac{\beta_4}{\alpha_4} \right)^2 - 1 \right]}}{\varepsilon \left(\frac{\beta_4}{\alpha_4} - 1 \right)}. \quad (\text{B.17})$$

Finalmente, expresamos la ecuación. (B.13) como un coeficiente y aislando β_4/α_4

$$\frac{\beta_4}{\alpha_4} = \sqrt{C_D \left(\frac{1}{\alpha_4} \right)^2 + 1}. \quad (\text{B.18})$$

Combinando las Eq. (B.16), Eq. (B.17) y Eq. (B.18), obtenemos

$$\frac{\beta_4}{\alpha_4} = \sqrt{C_D \left[\frac{\beta_4}{\alpha_4} + 1 - \sqrt{1 + \varepsilon \left[\left(\frac{\beta_4}{\alpha_4} \right)^2 - 1 \right]} \right]^2 + 1}. \quad (\text{B.19})$$

El modelo LMADT se obtiene mediante un proceso iterativo. Las entradas son C_D y ε y las salidas son $\frac{\beta_4}{\alpha_4}$ y α_2 .

1. Fije un valor inicial para $\frac{\beta_4}{\alpha_4}$ (por ejemplo: $\frac{\beta_4}{\alpha_4} = 1.5$);
2. Calcule el valor actualizado para $\frac{\beta_4}{\alpha_4}$ a partir de la ecuación. (B.19);
3. Calcule el error entre el nuevo valor de $\frac{\beta_4}{\alpha_4}$ y el valor anterior;
4. Repita desde el paso 2 hasta que el error en $\frac{\beta_4}{\alpha_4}$ sea insignificante.

Una vez que el valor de $\frac{\beta_4}{\alpha_4}$ converge, calculamos α_2 a partir de los resultados de las ecuaciones. (B.17) y (B.16)

$$\alpha_2 = \frac{\alpha_2}{\alpha_4} \left[\frac{\beta_4}{\alpha_4} - \varepsilon \frac{\alpha_2}{\alpha_4} \left(\frac{\beta_4}{\alpha_4} - 1 \right) \right]^{-1}. \quad (\text{B.20})$$

Obtención de la corrección de bloqueo

Para obtener la corrección del bloqueo, determinaremos la velocidad ascendente ilimitada equivalente U' que conduciría (en el caso no confinado) a una misma potencia extraída que en el caso confinado. Esto implica una misma velocidad de flujo a través de la turbina y una fuerza de arrastre igual en la turbina que en el caso confinado.

Entonces básicamente tenemos las siguientes relaciones

$$C_D U^2 = C'_D U'^2, \quad (\text{B.21})$$

$$\alpha_2 U = \alpha'_2 U', \quad (\text{B.22})$$

Considerando un disco actuador no confinado, $\beta'_4 \equiv 1$ en la situación de "cebado" de la Eq. (B.14), que conduce a

$$\alpha'_2 = \frac{1}{2}(1 + \alpha'_4) \quad (\text{B.23})$$

Este resultado se utiliza en la derivación del límite de **Lanchester-Betz**.

Sustituyendo un $\alpha'_4 = 2\alpha'_2 - 1$ (Ec. (B.23) en el equivalente "cebado" de la Ec. (B.13), obtenemos:

$$D = 2\rho A_t U'^2 (1 - \alpha'_2) \quad (\text{B.24})$$

Involucrando el coeficiente de arrastre, obtenemos la siguiente identidad

$$\frac{1}{2} C'_D = \alpha'_2 (1 - \alpha'_2). \quad (\text{B.25})$$

Considerando las hipótesis de la Eq. (B.21) y Eq. (B.22), Eq. (B.25) puede ser expresado como:

$$\frac{U}{U'} = \frac{\alpha_2}{\alpha_2^2 + C_D/4}, \quad (\text{B.26})$$

Donde α_2 es conocido de la Eq. (B.20).

Las relaciones de potencia, arrastre y velocidad de punta corregidas para el hipotético caso no confinado (señalados con un signo ') se obtienen de los resultados confinados utilizando las siguientes correcciones de bloqueo que involucran la razón de velocidad de la Eq. (B.26).

$$C'_P = C_P \left(\frac{U}{U'} \right)^3, C'_D = C_D \left(\frac{U}{U'} \right)^2, \lambda' = \lambda \left(\frac{U}{U'} \right). \quad (\text{B.27})$$

Apéndice C

Asignación del ángulo de Pitch en las palas con giroscopio

MPU6050

Introducción

Para ajustar el ángulo de Pitch que tendrán las palas de las turbinas diseñadas y obtener el pitch de máxima captación del flujo nos auxiliamos de un inclinómetro compuesto por un Arduino Uno y un giroscopio. A continuación, se describen los dispositivos utilizados:

Placa Arduino:

La placa Arduino es una placa de circuito que integra un microcontrolador, interfaz de entradas, salidas, etc. La placa Arduino puede usar el sensor para detectar el entorno y recibir la operación del usuario para controlar LEDs, la rotación del motor, etc. Solo necesitamos ensamblar el circuito y escribir el código.

Actualmente, la placa Arduino tiene varios modelos, y el código entre placas de diferentes tipos es universal. En este caso estamos utilizando una placa Arduino R1, ver Figura C.1.

MPU6050:

El MPU6050 es un sensor que integra 1 acelerómetro de 3 ejes, 1 acelerómetro angular de 3 ejes (llamado giroscopio) y 1 procesador digital de movimiento (DMP). El rango del acelerómetro y el giroscopio del MPU6050 se puede cambiar. Un sensor de temperatura digital con amplio rango y alta precisión está integrado dentro de él para la compensación de temperatura y también se puede leer el valor de temperatura del ambiente. El módulo MPU6050 sigue el Protocolo de comunicación I2C y la dirección predeterminada es 0x68.

Procedimientos experimentales

Paso 1: Conectar el circuito

Seguir la siguiente tabla para la conexión entre el I2C MPU6050 y la placa Arduino

Uno:

Tabla C.1. Conexiones entre el MPU6050 y el Arduino UNO.

MPU6050	Arduino UNO
GND	GND
VCC	5V
SDA	A4
SCL	A5
INT	D2

Diagrama esquemático:

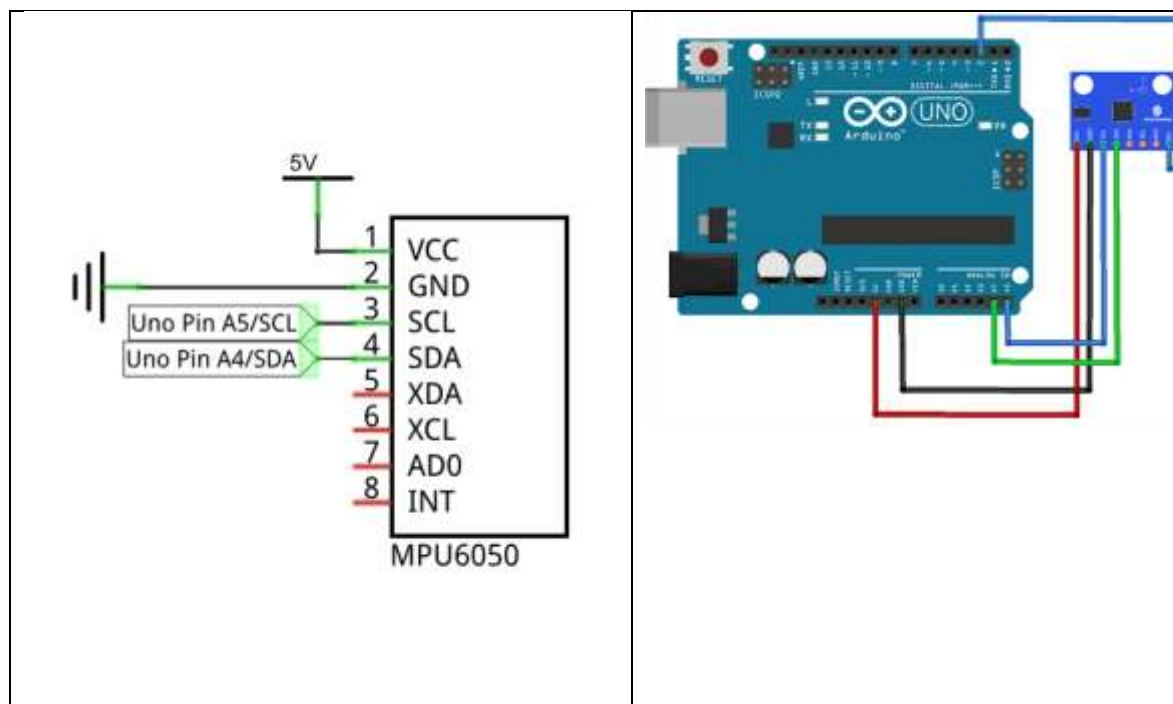


Figura C.1. Diagrama esquemático de conexionado de la placa Arduino UNO y el sensor MPU6050 [12].

Paso 2: Agregar librerías

Programas o Sketch:

Los programas o Sketch para utilizar el giroscopio MPU6050 están incluidos en las librerías del MPU6050, para su implementación solo tienen que agregar dichas librerías si no están previamente instaladas en el programa Arduino.

Abrir el Arduino IDE, luego clic en Sketch, Incluir librería, agregar ZIP librería y seleccionar MPU6050.zip para incluir librerías. Después de incluir satisfactoriamente, se pueden ver los archivos de ejemplo en ejemplos, MPU6050 como se muestra:

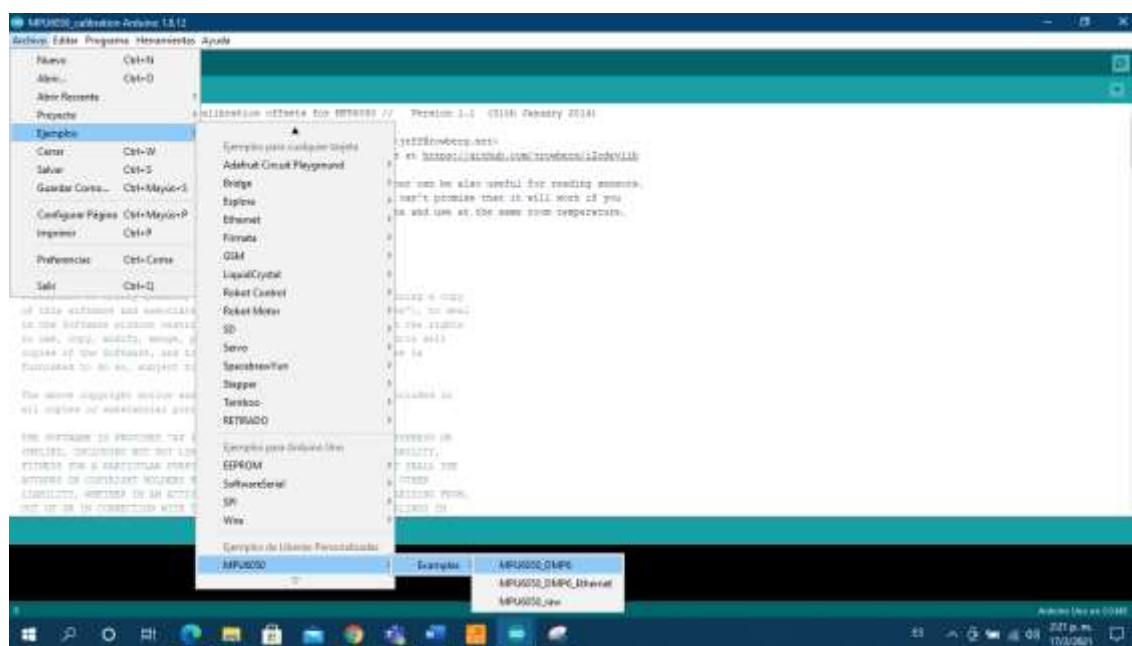


Figura C.2. Configuración del MPU6050 en el IDE Arduino.

Paso 3: Obtener los valores de compensación de desviación

Una vez que están incluidas las librerías del MPU6050 utilizamos el Sketch MPU6050_calibration el cual es un sketch que retorna la calibración de offsets para el MPU6050 el cual tiene que estar colocado en una posición inicial horizontalmente lo más

plana posible. No se debe mover para evitar perturbaciones por vibraciones. Luego presione cualquier tecla y haga clic en Enter. Entonces aquí puede ver que los valores de compensación son 1381, -698, 671, -100, -127 Y -30, correspondientes a seis parámetros que incluyen aceleración (AcceX, AcceY y AcceZ) y giroscopio (GyroX, GyroY y GyroZ).

```

14:27:08.707 -> Send any character to start sketch.
14:27:08.768 ->
14:27:11.212 -> Send any character to start sketch.
14:27:11.359 ->
14:27:12.748 ->
14:27:12.748 -> MPU6050 Calibration Sketch!
14:27:14.798 ->
14:27:14.798 -> Your MPU6050 should be placed in horizontal position, with package letters facing up.
14:27:14.798 -> Don't touch it until you see a final message.
14:27:14.798 ->
14:27:17.768 -> MPU6050 connection successful.
14:27:18.767 ->
14:27:18.767 -> Reading sensors for first time...
14:27:22.879 ->
14:27:22.879 -> Calculating offsets...
14:27:26.034 -> ...
14:27:28.174 -> ...
14:27:32.306 -> ...
14:27:35.839 -> ...
14:27:38.602 -> ...
14:27:41.760 -> ...
14:27:44.389 -> ...
14:27:48.912 -> ...
14:27:48.912 -> DONE!!!!
14:27:48.912 ->
14:27:48.912 -> Sensor readings with offsets:  X      Y      Z      0      0      0
14:27:48.912 -> Your offsets:  1381  -698  671  -100  -127  -30
14:27:48.912 ->
14:27:48.912 -> Data is printed as: accel x acc12 gyroX gyroY gyroZ
14:27:48.912 -> Check that your sensor readings are close to 0 0 16384 0 0 0
14:27:48.912 -> If calibration was successful write down your offsets so you can set them in your projects using something similar to mpu.setAccelOffset(yourOffsets);
  
```

Figura C.3. Valores de calibración del MPU 6050 en el monitor serie del IDE de Arduino.

Paso 4: Lectura de datos en tiempo real

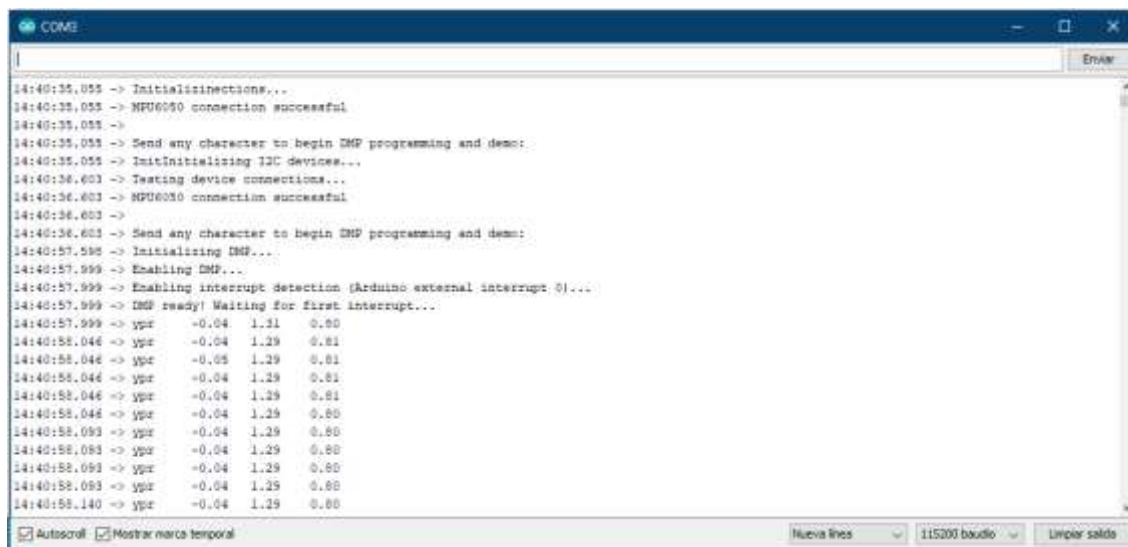
Luego de leídos los offset de calibración, regresar a la interfaz de ejemplo y utilizando el sketch MPU6050_DMP6 vaya a la línea 208, ingrese los valores de compensación para “GyroX, GyroY, GyroZ y AcceZ” (como se muestra en la figura siguiente).

```

207 // supply your own gyro offsets here, scaled for min sensitivity 220 76 -85
208 mpu.setXGyroOffset(-100);
209 mpu.setYGyroOffset(-127);
210 mpu.setZGyroOffset(-30);
211 mpu.setZAccelOffset(671); // 1688 factory default for my test chip "1788"
  
```

Figura C.4. Valores de los offset de calibración para el MPU6050.

Luego cargue el programa, presione cualquier tecla y haga clic en Enter en el monitor serial. Mueva el MPU6050 y observe los datos en tiempo real (como se muestra en la figura siguiente).



```

COM2
14:40:35.055 -> Initialising connections...
14:40:35.055 -> MPU6050 connection successful
14:40:35.055 ->
14:40:35.055 -> Send any character to begin I2C programming and demo:
14:40:35.055 -> Initialising I2C devices...
14:40:36.603 -> Testing device connections...
14:40:36.603 -> MPU6050 connection successful
14:40:36.603 ->
14:40:36.603 -> Send any character to begin I2C programming and demo:
14:40:57.598 -> Initialising I2C...
14:40:57.599 -> Enabling I2C...
14:40:57.599 -> Enabling interrupt detection (Arduino external interrupt 0)...
14:40:57.599 -> I2C ready! Waiting for first interrupt...
14:40:57.599 -> ypr =0.04 1.31 0.80
14:40:58.046 -> ypr =0.04 1.29 0.81
14:40:58.046 -> ypr =0.05 1.29 0.81
14:40:58.046 -> ypr =0.04 1.29 0.81
14:40:58.046 -> ypr =0.04 1.29 0.81
14:40:58.046 -> ypr =0.04 1.29 0.80
14:40:58.093 -> ypr =0.04 1.29 0.80
14:40:58.093 -> ypr =0.04 1.29 0.80
14:40:58.093 -> ypr =0.04 1.29 0.80
14:40:58.140 -> ypr =0.04 1.29 0.80
  
```

Figura C.5. Resultado de lecturas del sensor MPU 6050 desplegadas por el monitor serial del IDE de Arduino.

En la Figura C.6 se puede ver los dispositivos conectados, tanto el MPU6050 como el Arduino UNO a una de las turbinas para ajustar el pitch, para ellos colocamos un soporte con plastilina la cual ayuda a tomar la forma de la pala, para nuestro diseño ajustamos el pitch a unos -15° lo cual permite obtener la mayor cobertura del flujo que atraviesa la sección del rotor.

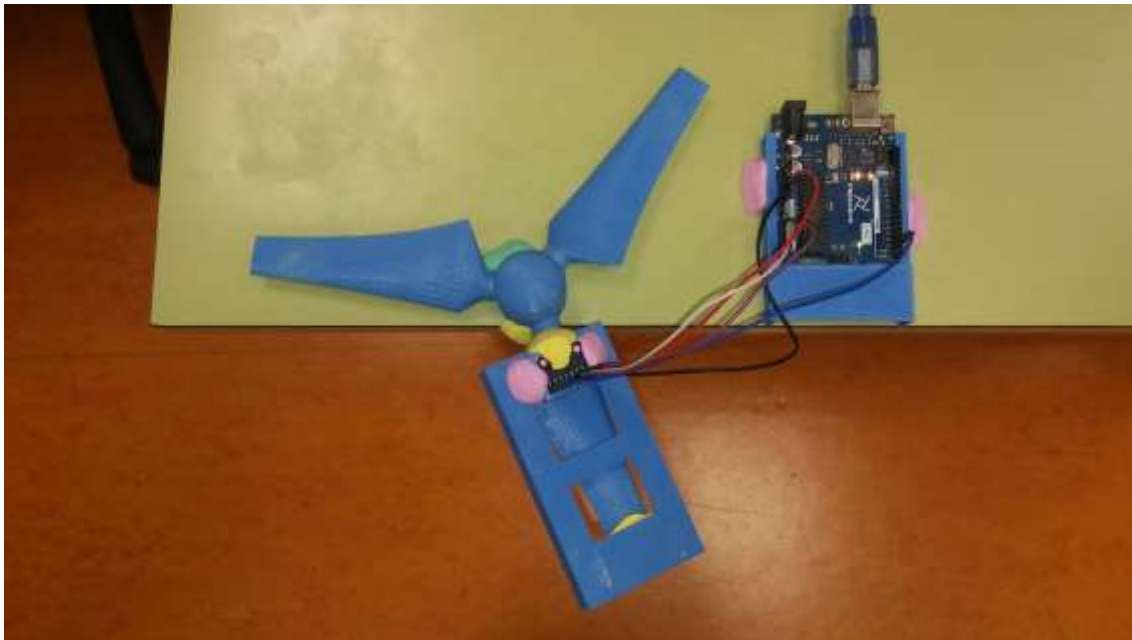


Figura C.6. Ajuste del ángulo de pitch a una de las palas de la turbina utilizando el sensor MPU6050 y el Arduino UNO.



Figura C.7. Visualización en el monitor serial del ajuste del ángulo de pitch a unas de las palas de la turbina.

Para más información y obtener los sketches utilizados, los cuales son de código abierto se deja el siguiente enlace: <https://github.com/jrowberg/i2cdevlib>.

Apéndice D

Planos de los Rotores diseñados

No.	Nombre Archivo	Código	Formato
1	Pieza_1_3D_HUB	TFM-LR_V2021_1001	A4
2	Pieza_2_3D_Nariz del Hub	TFM-LR_V2021_1002	A4
3	Pieza_3_3D_Polea	TFM-LR_V2021_4000	A4
4	Pieza_4_Pala_NACA_0020	TFM-LR_V2021_1003	A4
5	Pieza_4_Pala_NACA_0020	TFM-LR_V2021_2003	A4
6	Pieza_4_Pala_SG_6043	TFM-LR_V2021_3003	A4
7	Ensamblaje General Rotor_Modelo_NACA_0020	TFM-LR_V2021_1000	A4
8	Ensamblaje General Rotor_Modelo_NACA_4412	TFM-LR_V2021_2000	A4
9	Ensamblaje General Rotor_Modelo_SG_6043	TFM-LR_V2021_3000	A4

F

E

D

C

B

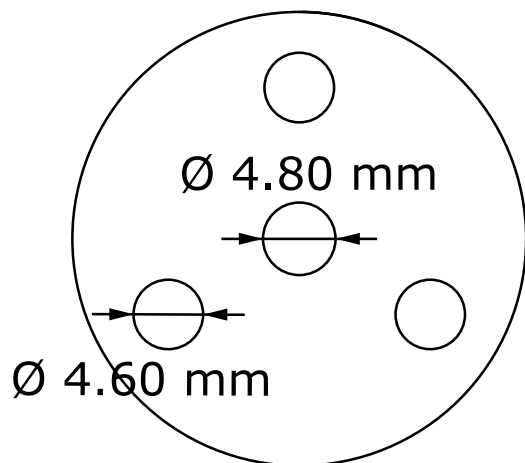
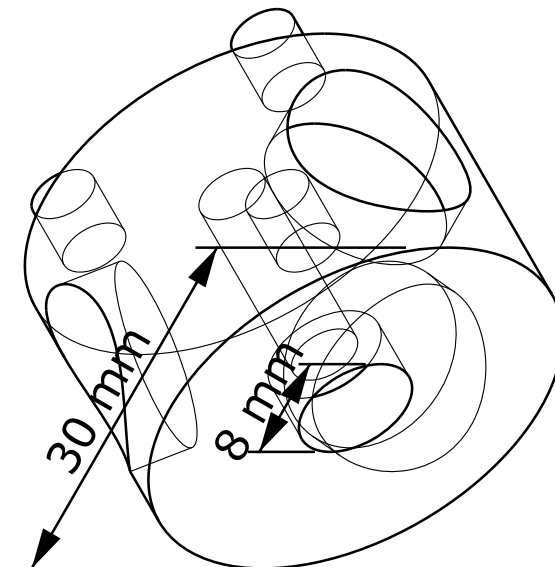
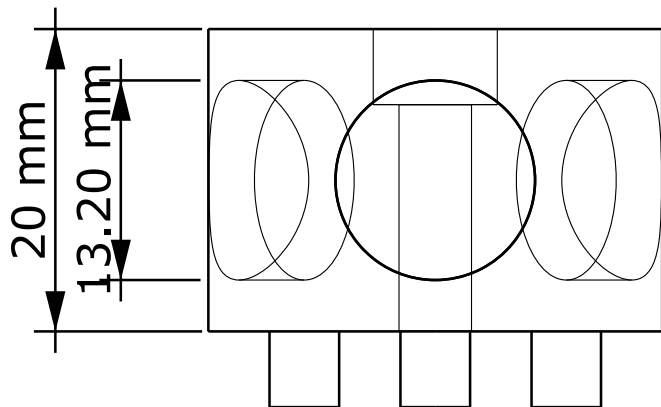
A

4

3

2

1



DESIGNED BY: Luis M. Rosario C.		Titulo: HUB Subtítulo: HUB_Radio_15 mm		G	—
DATE: 21/01/202				F	—
SIZE A4		<div><div><div>E</div><div>I</div><div>C</div><div>M</div></div><div>E.T.S. de Ingeniería de Caminos, Canales y Puertos y de Ingeniería de Minas</div></div> <div><div>F</div><div></div></div>		E	—
				D	—
SCALE 1:2	WEIGHT (kg) 9 gr	DRAWING NUMBER TFM-LR_V2021_1001		C	—
				B	—
		SHEET 2 de 4		A	—
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written consent.					

F

E

D

C

B

A

F

E

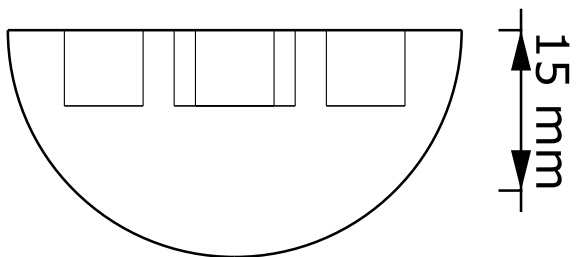
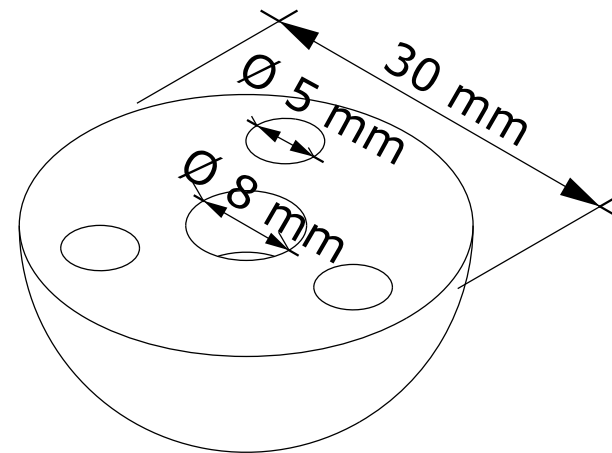
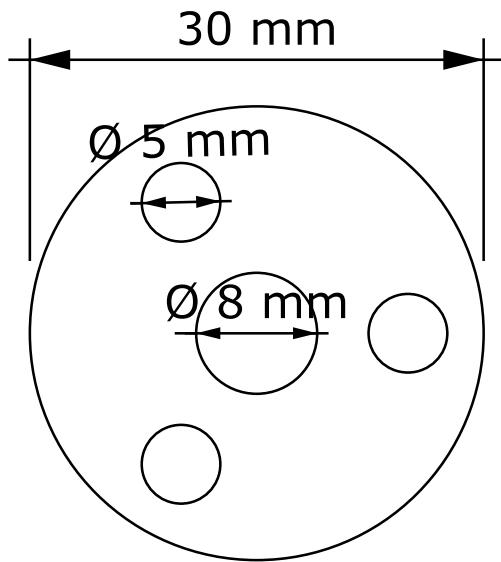
D

4

3

2

1



DESIGNED BY:

Luis M. Rosario C.

DATE:

20/01/2021

SIZE

A4

SCALE

1:2

WEIGHT (kg)

4 gr

Titulo: Nariz del Hub

Subtitulo: Nariz R_15 mm

E.T.S. de Ingeniería de
Caminos, Canales y Puertos
y de Ingeniería de Minas

DRAWING NUMBER

TFM-LR_V2021-1002

SHEET

3 de 4

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written consent.

G

—

F

—

E

—

D

—

C

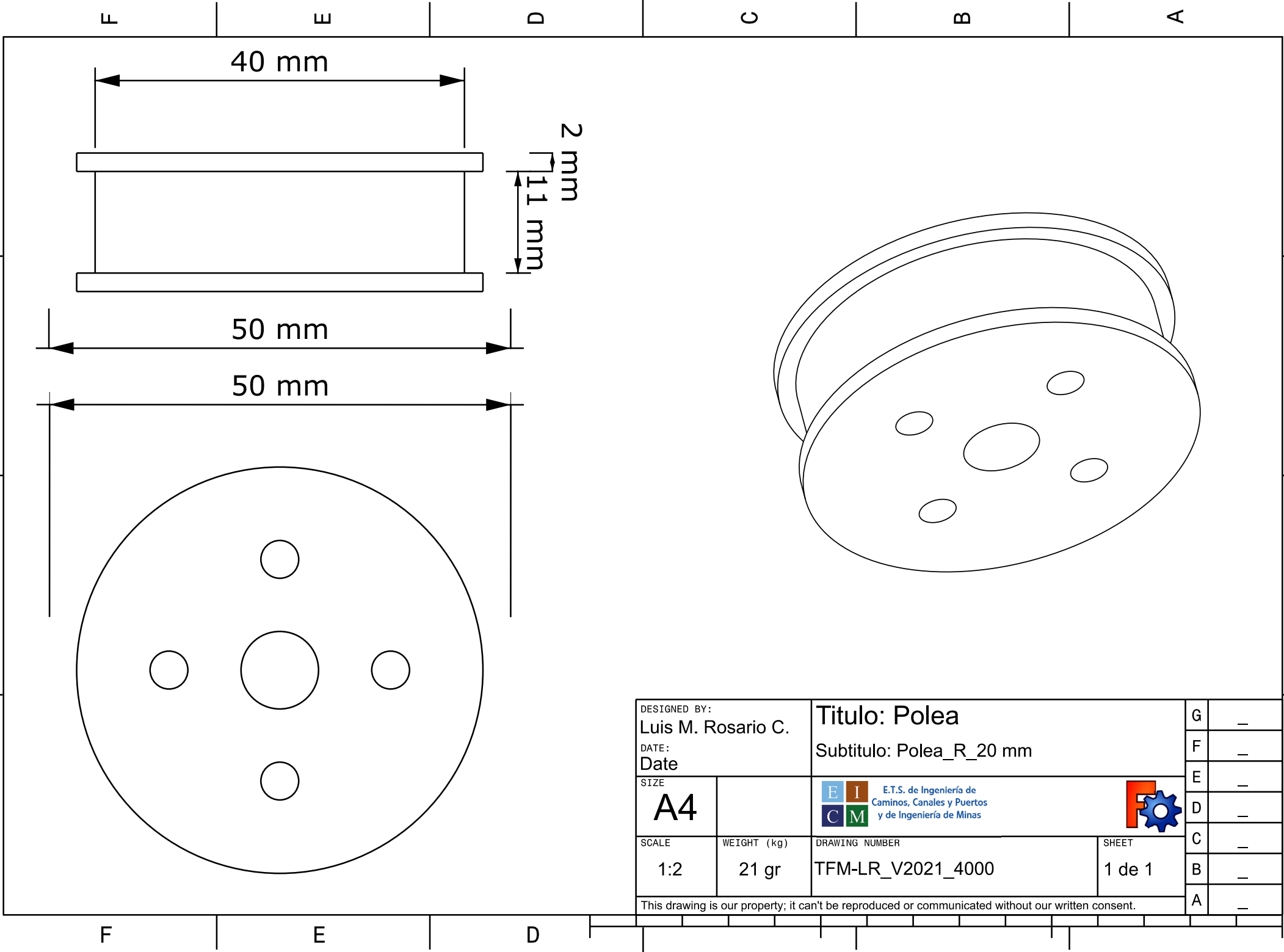
—

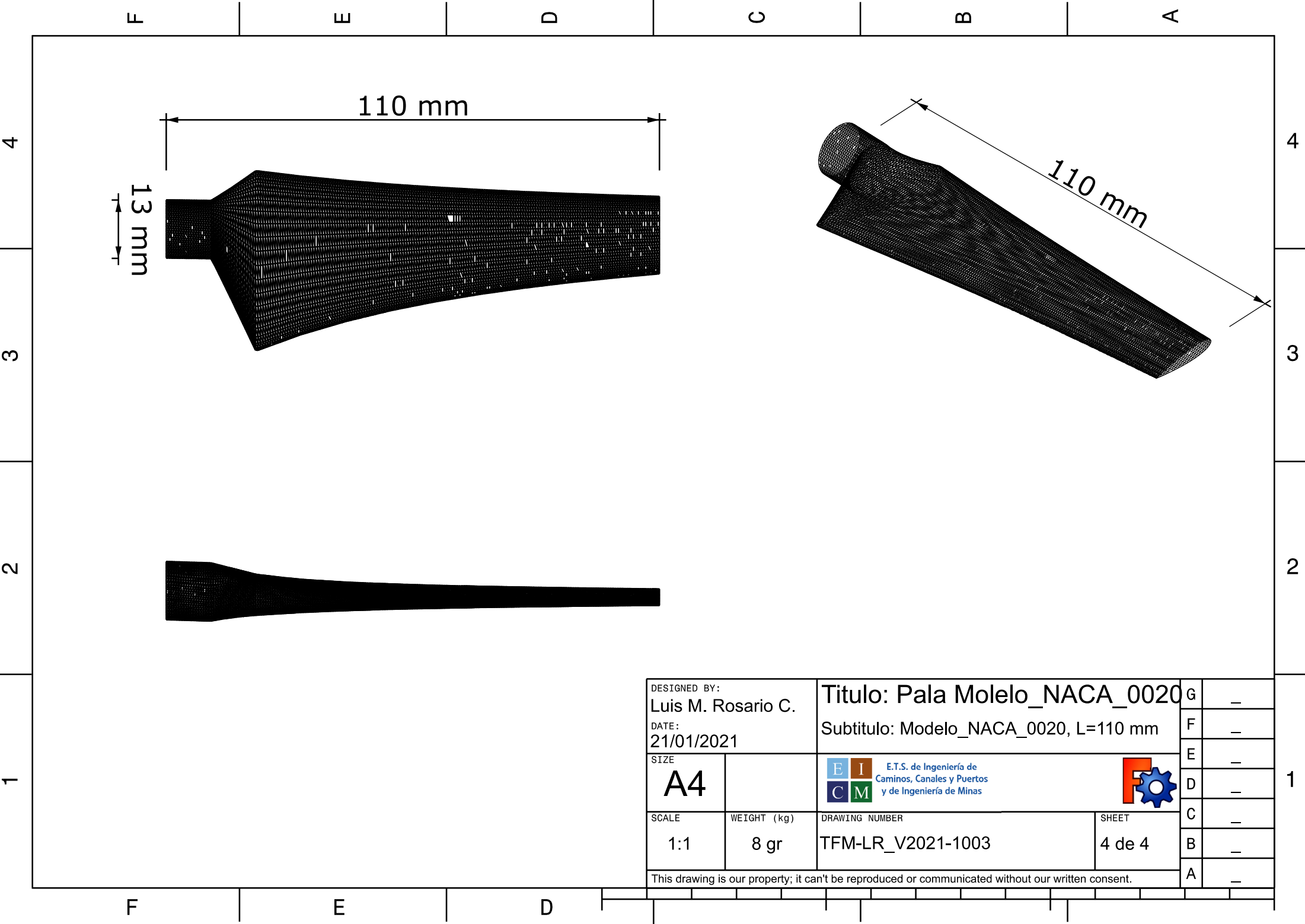
B

—

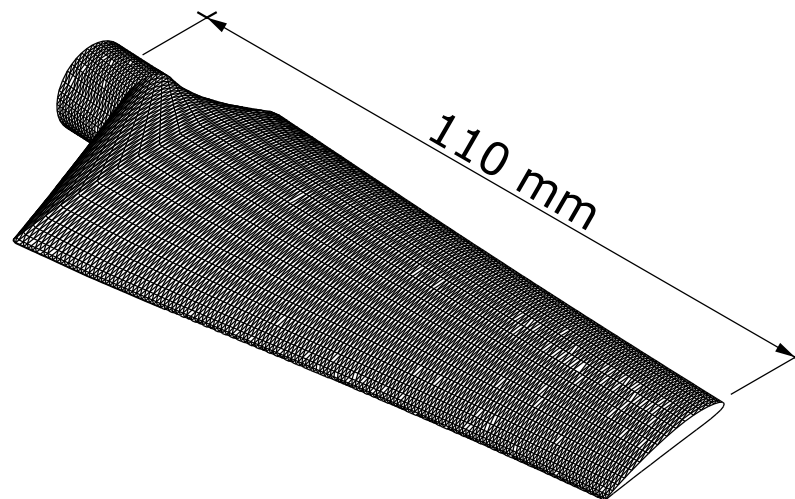
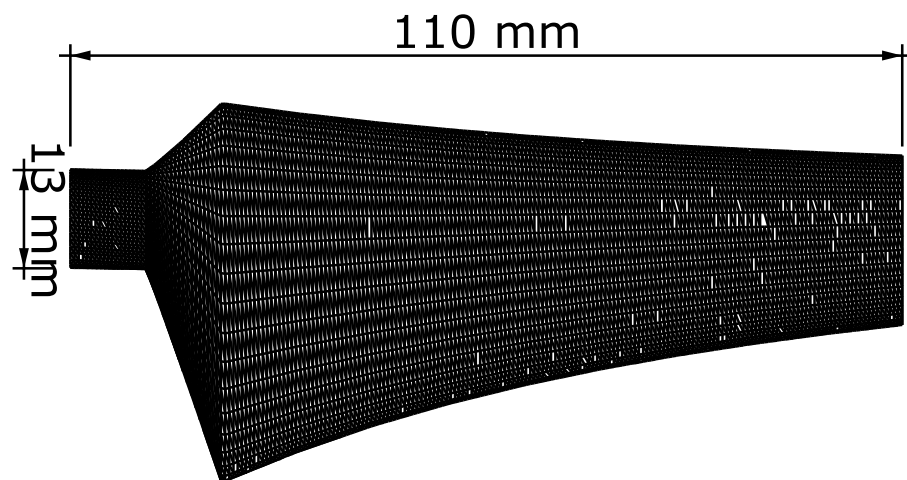
A


—

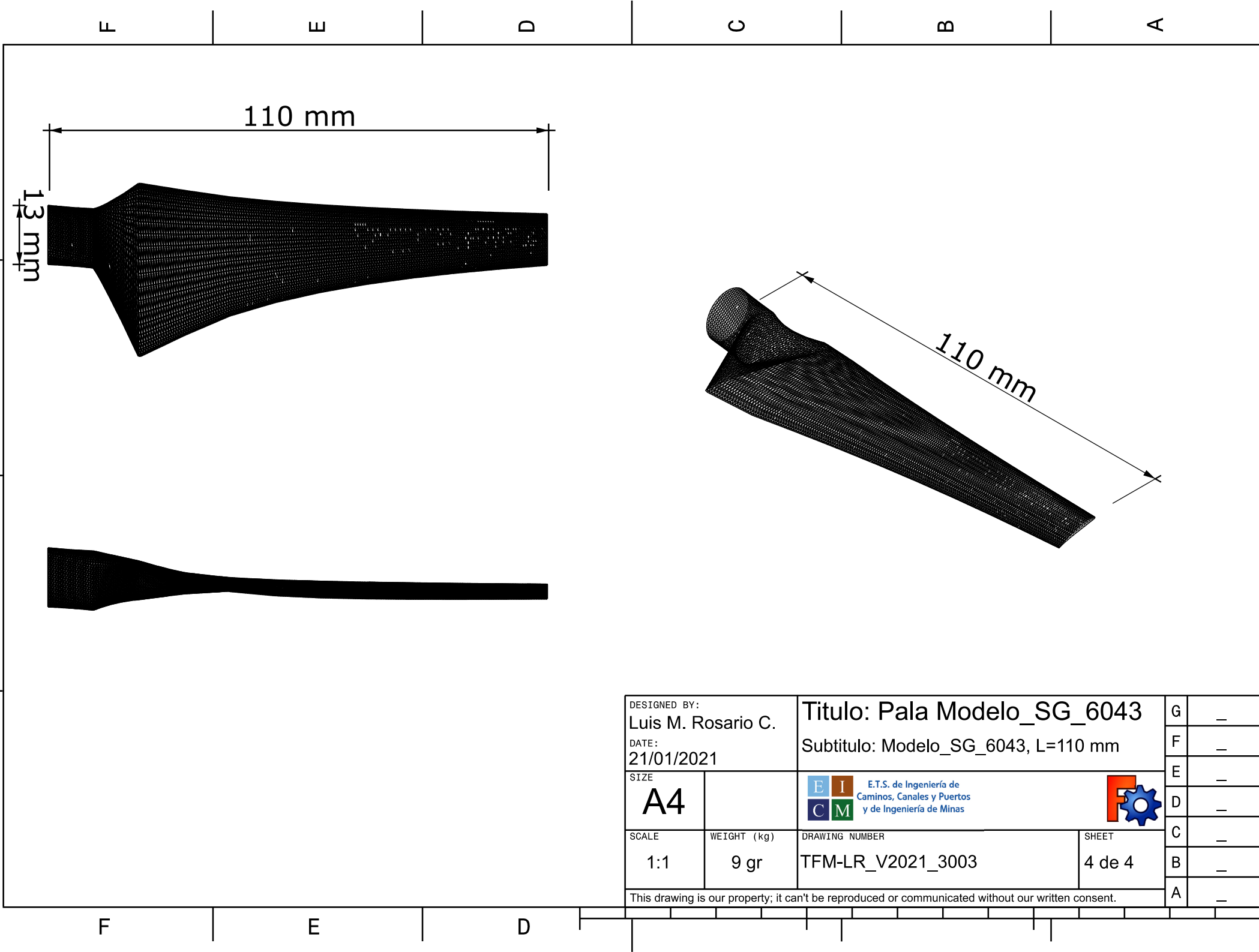




DESIGNED BY: Luis M. Rosario C.		Titulo: Pala Molelo_NACA_0020		G	—
DATE: 21/01/2021		Subtitulo: Modelo_NACA_0020, L=110 mm		F	—
SIZE A4		<div><div>EITCM</div><div>E.T.S. de Ingeniería de Caminos, Canales y Puertos y de Ingeniería de Minas</div></div> <div><div>F</div><div></div></div>		E	—
SCALE 1:1	WEIGHT (kg) 8 gr	DRAWING NUMBER TFM-LR_V2021-1003		D	—
		SHEET 4 de 4		C	—
				B	—
				A	—
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written consent.					



DESIGNED BY: Luis M. Rosario C.		Titulo: Pala Modelo_NACA_4412 Subtitulo: Modelo NACA_4412, L=110 mm		2	—
DATE: 21/01/2021				F	—
SIZE A4		<div><div>E</div><div>I</div><div>C</div><div>M</div></div> <div>E.T.S. de Ingeniería de Caminos, Canales y Puertos y de Ingeniería de Minas</div> <div><div>F</div><div></div></div>		E	—
				D	—
SCALE 1:1	WEIGHT (kg) 9 gr	DRAWING NUMBER TFM-LR_V2021_2003		C	—
		SHEET 4 de 4		B	—
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written consent.				A	—



F

E

D

C

B

A

4

3

2

1

F

E

D

F

E

D

C

B

A

4

3

2

1

F

E

D

F

E

D

C

B

A

4

3

2

1

F

E

D

F

E

D

C

B

A

4

3

2

1

F

E

D

F

E

D

C

B

A

4

3

2

1

F

E

D

F

E

D

C

B

A

4

3

2

1

F

E

D

F

E

D

C

B

A

4

3

2

1

F

E

D

F

E

D

C

B

A

4

3

2

1

F

E

D

F

E

D

C

B

A

4

3

2

1

F

E

D

F

E

D

C

B

A

4

3

2

1

F

E

D

F

E

D

C

B

A

4

3

2

1

F

E

D

F

E

D

C

B

A

4

3

2

1

F

E

D

F

E

D

C

B

A

4

3

2

1

F

E

D

F

E

D

C

B

A

4

3

2

1

F

E

D

F

E

D

C

B

A

4

3

2

1

F

E

D

F

E

D

C

B

A

4

3

2

1

F

E

D

F

E

D

C

B

A

4

3

2

1

F

E

D

F

E

D

C

B

A

4

3

2

1

F

E

D

F

E

D

C

B

A

4

3

2

1

F

E

D

F

E

D

C

B

A

4

3

2

1

F

E

D

F

E

D

C

B

A

4

3

2

1

F

E

D

F

E

D

C

B

A

4

3

2

1

F

E

D

F

E

D

C

B

A

4

3

2

1

F

E

D

F

E

D

C

B

A

4

3

2

1

F

E

D

F

E

D

C

B

A

4

3

2

1

F

E

D

F

E

D

C

B

A

4

3

2

1

F

E

D

F

E

D

C

B

A

4

3

2

1

F

E

D

F

E

D

C

B

A

4

3

2

1

F

E

D

F

E

D

C

B

A

4

3

2

1

F

E

D

F

E

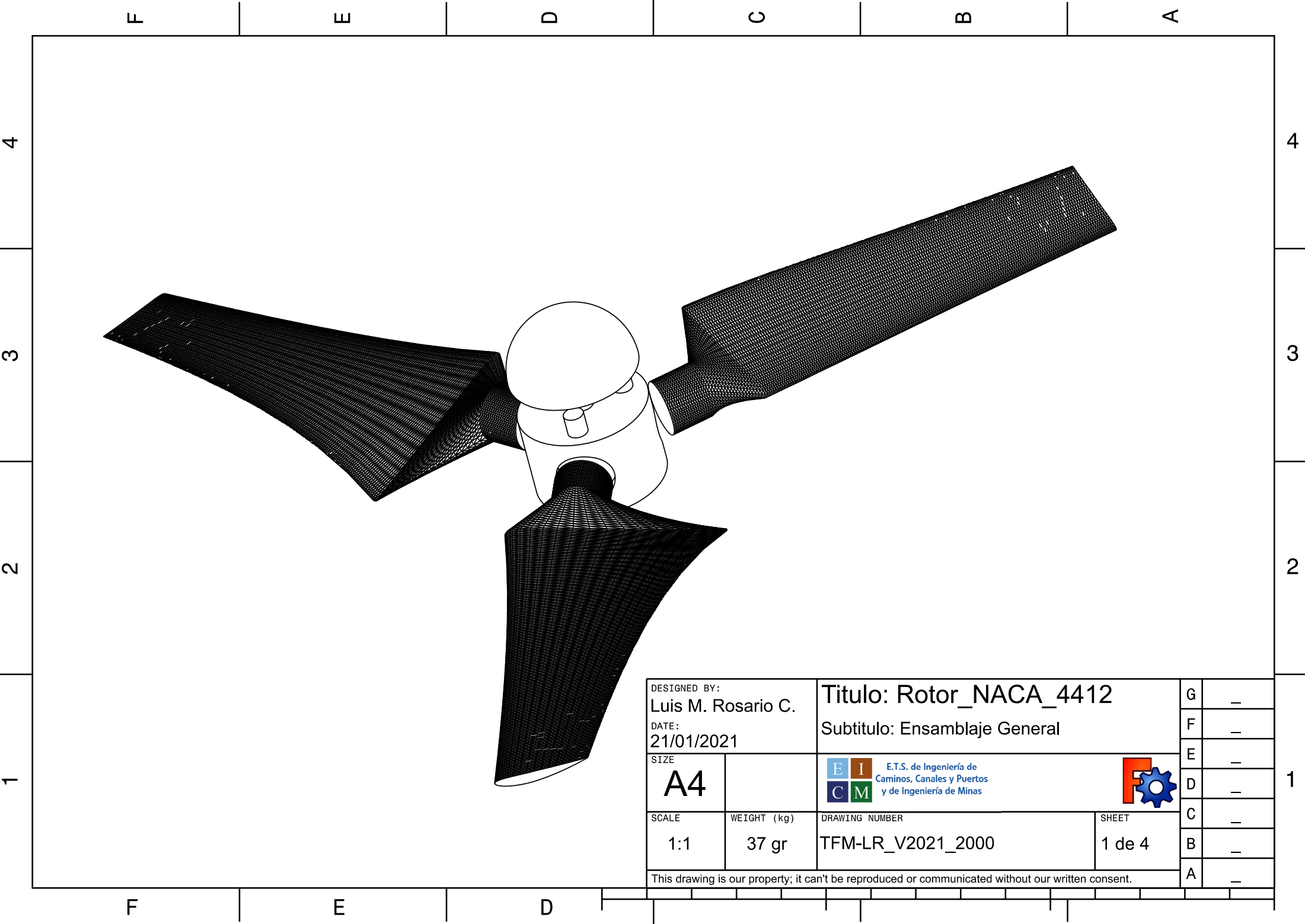
D

C

B

A

4



DESIGNED BY:
Luis M. Rosario C.
DATE:
21/01/2021

Titulo: Rotor_NACA_4412
Subtitulo: Ensamblaje General

SIZE
A4

E

I

C

M

E.T.S. de Ingeniería de
Camino­s, Canales y Puertos
y de Ingeniería de Minas

F

gear icon

SCALE
1:1

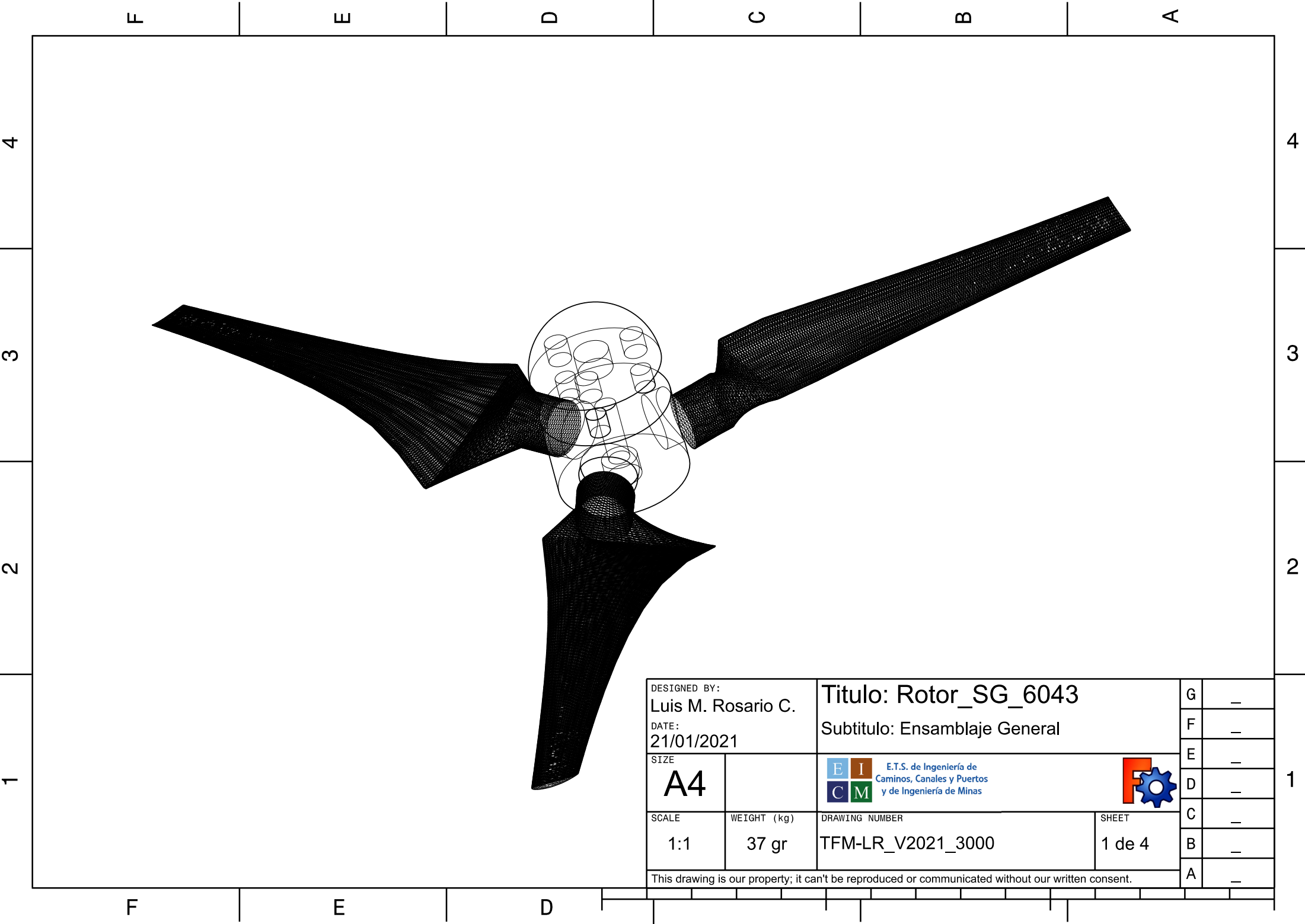
WEIGHT (kg)
37 gr

DRAWING NUMBER
TFM-LR_V2021_2000

SHEET
1 de 4

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written consent.

G	—
F	—
E	—
D	—
C	—
B	—
A	—



DESIGNED BY:
Luis M. Rosario C.
DATE:
21/01/2021

Titulo: Rotor_SG_6043

Subtitulo: Ensamblaje General

SIZE

A4



E.T.S. de Ingenieria de
Caminos, Canales y Puertos
y de Ingenieria de Minas



SCALE

1:1

WEIGHT (kg)

37 gr

DRAWING NUMBER

TFM-LR_V2021_3000

SHEET

1 de 4

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written consent.

G

—

F

—

E

—

D

—

C

—

B

—

A

—

1

2

3

4

1

2

3

4

F

E

D

C

B

A

F

E

D